



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

Análisis modal de un eje ferroviario mediante Pro/ENGINEER

Autor: Antonio Argüelles Iñiguez

Tutor: Dr. Higinio Rubio Alonso

Leganés, Marzo de 2012

Título: Análisis modal de un eje ferroviario mediante Pro/ENGINEER

Autor: Antonio Argüelles Iñiguez

Director: Higinio Rubio Alonso

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE



Agradecimientos

“Paciencia, tesón, muchas ganas y las cosas claras...”

Era inevitable que comenzase este pequeño gran apartado con esas sabias palabras que un día leí en algún libro que ahora mismo no recuerdo...

Gracias a la gorda y al encargado, por renunciar a tantas y tantas cosas para conseguir convertir en ingeniero a éste que escribe, simpático niño, adolescente rebelde y joven algo estúpido que por su forma de ser nunca sabrá demostrar lo mucho que os quiere y que valora todo lo que habéis hecho por él.

Gracias hermano, no tanto por tus apuntes (entiéndeme, la caligrafía no ayudaba) si no por todo el apoyo moral dado en días difíciles, que han sido unos cuantos. Ahora que lo pienso, creo que sé donde leí aquellas palabras.

Gracias cariño por tu comprensión y apoyo, cuando te conocí apenas había aprobado cinco asignaturas, y de aquello ya hace tiempo ¿verdad? Sé que no ha sido fácil. Elmdmv.

Porque familia, lo importante es estar unidos siempre, juntos hemos conseguido grandes cosas.

Y ahora....

“Vamos a darle forma a un tranquilo rinconcito asturiano y a sacar lo mejor de él”

Quisiera desde aquí agradecer también al tutor de este proyecto Higinio Rubio Alonso, por brindarme la oportunidad de realizarlo y por las innumerables tardes de Miércoles dedicadas al mismo.

Por último, quisiera agradecer a Yoli, de fotocopias RG tantas tardes de entretenida charla, que han amenizado los duros días de 9h a 21h de los primeros años, y por todo el apoyo ofrecido en todo lo que ha estado en su mano.



Resumen

El presente proyecto “Análisis modal de un eje ferroviario mediante Pro/ENGINEER”, se centra, como objetivo principal, en el modelado y análisis modal de un eje ferroviario empleando el software Pro/ENGINEER con el fin de avanzar en el estudio de la defectología en ejes. En el proyecto se presenta una introducción a la teoría de vibraciones mecánicas y al estudio del fenómeno de fatiga, comprobando cómo el desconocimiento de estos fenómenos ha tenido graves consecuencias a lo largo de la historia. También se introduce de forma breve el software empleado para la realización de los estudios, así como la terminología básica asociada al campo de los ferrocarriles.

Una vez situado en el marco del trabajo, se entra en detalle en el estudio del eje ferroviario. Se evalúa cuál es la combinación óptima para la realización de análisis modales, teniendo en cuenta aspectos tales como el tipo de mallado y parámetros propios del software empleado. Se realiza el estudio modal del eje ferroviario y se introducen diferentes tipos de grietas en posiciones repartidas a lo largo del eje ferroviario con objeto de estudiar las variaciones que éstas producen en el comportamiento modal del eje. Para concluir el proyecto se estudian los resultados obtenidos y se plantean posibles mejoras del mismo.

Este proyecto inicia una línea de investigación en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III, el cuál prevé realizar posteriormente estudios similares con herramientas más contrastadas por la universidad, así como efectuar estudios de forma experimental con un eje a escala.

Palabras clave

Eje ferroviario, análisis modal, fatiga, grieta, Pro/ENGINEER, resonancia compensada.



Abstract

As its main goal, the current project, “Análisis modal de un eje ferroviario mediante Pro/ENGINEER”, focuses on the modeling and modal analysis of a railway axle using the software Pro/ENGINEER in order to advance on the study of defectology in axles. An introduction to mechanical vibrations theory is provided in the project, as well as an introduction to the study of fatigue phenomenon, as a way to prove how the ignorance of these phenomena has had serious consequences throughout history. In the same way the aforementioned software is introduced, alongside with the basic terminology related to the field of railways.

Once the working context has been established, the railway axle is studied in detail. The optimum combination for the development of modal analyses is evaluated, taking into account some aspects such as the kind of mesh and typical parameters of the software used. Once the modal study of the railway is carried out, different kinds of cracks placed in various locations along the axle are introduced with the aim of studying the variations these cracks originate in the modal behavior of the axle. The obtained results are analyzed to conclude the project and possible improvements for the project itself are presented.

This project starts a line of research in the Mechanical Engineering Department at Carlos III University. Subsequently, similar studies with more contrasted tools are expected to be carried out by the university, alongside with experimental studies with a scale axle.

Keywords

Railway axle, modal analysis, fatigue, crack, Pro/ENGINEER, compensated resonance.





ÍNDICE GENERAL

1. OBJETIVOS Y CONTENIDO DEL PROYECTO.....	1
1.1 MOTIVACIÓN.....	3
1.2 OBJETIVOS.....	5
1.3 ETAPAS DE DESARROLLO	7
1.4 ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO	8
 2. INTRODUCCIÓN A LAS VIBRACIONES MECÁNICAS	 11
2.1 VIBRACIONES MECÁNICAS	13
2.1.1 Conceptos básicos	14
2.2 EL ANÁLISIS MODAL	17
2.2.1 Vibraciones longitudinales sobre una cuerda	18
2.2.2 Vibraciones longitudinales sobre una barra	19
2.2.3 Modos normales de un sistema tridimensional	21
2.3 RESONANCIA MECÁNICA	22
2.4 ESTADO DEL ARTE	24
2.4.1 Process Compensated Resonant Testing (PCRT)	24
2.4.2 Monitoreo del fenómeno de fatiga mediante sistemas PCRT	27
 3. INTRODUCCIÓN AL FENÓMENO DE FATIGA.....	 31
3.1 INTRODUCCIÓN.....	33
3.2 HISTORIA DEL ANÁLISIS DE FATIGA	36
3.3 DIAGRAMA DE FATIGA S-N.....	39
3.4 FASES DE PROPAGACIÓN DE GRIETAS.....	42
3.5 ESTADO DEL ARTE	44
 4. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....	 47
4.1 INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	49
4.1.1 Elementos básicos de los modelos MEF.....	51
4.2 ALGORITMO DE RESOLUCIÓN DE PROBLEMAS.....	53

4.3 APLICACIONES DE LAS HERRAMIENTAS MEF	55
4.4 VENTAJAS Y LIMITACIONES.....	56
5. PRO/ENGINEER WILDFIRE 5.0.....	57
5.1 APROXIMACIÓN A PRO/E	59
5.2 FUNCIONES DEL PROGRAMA	61
5.2.1 Capacidades del software.....	64
5.2.2 Tipos de ficheros soportados.....	65
5.3 ENTORNO DE TRABAJO.....	66
5.4 PRINCIPALES VENTAJAS	69
6. TERMINOLOGÍA FERROVIARIA	71
6.1 CONCEPTOS PREVIOS.....	73
6.2 EJE FERROVIARIO	78
6.2.1 Diferencia entre eje y árbol.....	79
6.2.2 Proceso de fabricación de un eje ferroviario	79
7. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	83
7.1 DESCRIPCIÓN	85
7.2 CARACTERÍSTICAS DEL EJE SOMETIDO A ESTUDIO	86
7.3 METODOLOGÍA DE ESTUDIO.....	87
7.4 SIMPLIFICACIONES CONSIDERADAS	92
8. DESARROLLO DEL PROBLEMA EN PRO/E	93
8.1 MODELADO Y CARACTERIZACIÓN DEL EJE	95
8.1.1 Definición de la geometría	95
8.1.2 Definición del material.....	98
8.1.3 Definición de restricciones	99
8.2 GENERACIÓN DEL MALLADO	101
8.2.1 Caso genérico	101
8.2.2 Eje ferroviario	103
8.3 REALIZACIÓN DE UN ANÁLISIS MODAL.....	106



8.3.1	Análisis efectuados en el estudio de sensibilidad.....	109
8.4	MODELADO DE LAS GRIETAS INTRODUCIDAS EN EL EJE	112
8.5	VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS	120
9.	RESULTADOS.....	123
9.1	ANÁLISIS MODAL PREVIO.....	125
9.2	ESTUDIO DE SENSIBILIDAD	127
9.2.1	Valores obtenidos en los análisis realizados.....	128
9.2.2	Selección de combinación de parámetros óptima	135
9.2.3	Observaciones.....	138
9.2.4	Conclusiones.....	139
9.2.5	Análisis tras estudio de sensibilidad.....	139
9.3	INFLUENCIA DE LA APARICIÓN DE GRIETAS EN EL COMPORTAMIENTO DEL EJE.....	144
9.3.1	Resultados obtenidos para modelos 1.1-2.2	145
9.3.2	Resultados obtenidos para modelos 2.3 y 2.4.....	171
9.3.3	Avance de grieta generada por fatiga	181
9.4	LIMITACIONES DEL SOFTWARE	185
9.4.1	Generación de malla en torno a la grieta	185
9.4.2	Estudio energético de los modos de vibración	187
10.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	191
10.1	CONCLUSIONES.....	193
10.2	TRABAJOS FUTUROS.....	196
11.	PRESUPUESTO	197
11.1	PRESUPUESTO GENERAL	199
11.2	COSTES.....	200
12.	BIBLIOGRAFÍA	205
12.1	LIBROS Y PUBLICACIONES	207
12.2	DOCUMENTOS ELECTRÓNICOS	209



13. ANEXOS211

ANEXO A : Plano del eje ferroviario

ANEXO B: Reporte análisis estático

ANEXO C: Reporte análisis modal

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Tráfico mundial de mercancías 2010 (UIC)	3
Figura 1.2: Tráfico mundial de pasajeros 2010 (UIC)	3
Figura 2.1: Representación de una vibración armónica	13
Figura 2.2: Vibración periódica	16
Figura 2.3: Vibración aleatoria ¹⁴	16
Figura 2.4: Esquema 1 gdl	17
Figura 2.5: Descomposición de una onda	17
Figura 2.6: Modos normales de vibración de una cuerda sujeta por sus extremos	19
Figura 2.7: Fenómeno de resonancia.....	22
Figura 2.8: Colapso del Puente de Tacoma en 1940	23
Figura 2.9: Modo propio de Wheel set con cojinetes y discos de freno	24
Figura 2.10: Esquema típico de un sistema PCRT.....	25
Figura 2.11: Eje ferroviario sensorizado para ensayo PCRT	26
Figura 2.12: Clasificación de piezas en aceptadas y rechazadas.....	27
Figura 2.13: Modificación de las frecuencias naturales con el aumento del número de ciclos	27
Figura 2.14: Relación número de ciclos/porcentaje de cambio de elongación y frecuencias propias	28
Figura 2.15: Estudio de eje ferroviario para la banda 8-9.5 KHz realizado por Luchinni.....	29
Figura 3.1: Accidente ferroviario debido al fallo en los ejes de la locomotora en Amstetten (Austria)	34
Figura 3.2: Retrato de época sobre la denominada Catástrofe de Meudon.....	36
Figura 3.3: Curva de Wöhler.....	37
Figura 3.4: Ensayo de viga rotatoria	39
Figura 3.5: Diagrama S-N	40
Figura 3.6: Esquema fases rotura por fatiga.....	43
Figura 3.7: Descarrilamiento en Ontario Canadá 2007	44
Figura 3.8: Bomberos extinguen uno de los vagones tras la explosión de un tren de mercancías en Viareggio 2009	45

Figura 3.9: Estado de la vía tras el accidente en Viareggio	45
Figura 4.1: Discretización en elementos finitos	49
Figura 4.2: Sistema “real” y sistema de elementos finitos	50
Figura 4.3: Mallado con elementos tipo viga	51
Figura 4.4: Mallado con elementos tipo placa	52
Figura 4.5: Mallado con elementos tipo sólido	52
Figura 4.6: Proceso de obtención de la solución mediante herramientas MEF	54
Figura 5.1: Software con compatibilidades muy diversas	59
Figura 5.2: Inicio de sesión Pro/ENGINEER Wildfire 5.0	66
Figura 5.3: Interfaz de trabajo de Pro/ENGINEER	66
Figura 5.4: Barra de herramientas de sistema	67
Figura 5.5: Barra de herramientas de rasgo	68
Figura 6.1: Comparativa entre ejes simples y bogies	73
Figura 6.2: Esquema de un bogie con suspensión primaria de resortes y secundaria neumática	74
Figura 6.3: Bogie del tren checo CDT 680	74
Figura 6.4: Diferencias entre bogie rígido (izq.) y bogie blando (der)	75
Figura 6.5: Elementos de un bogie	75
Figura 6.6: Bastidor bogie LHB Fiat	76
Figura 6.7: Caja de grasa SKF	76
Figura 6.8: Resorte TKS para suspensión primaria	76
Figura 6.9: suspensión secundaria Continental Contitech	77
Figura 6.10: Esquema de Wheel set (izq.) y Wheel set real (der.)	77
Figura 6.11: Ejes ferroviarios	78
Figura 6.12: Esquema de un eje ferroviario	81
Figura 7.1: Boceto del eje sometido a estudio	86
Figura 7.2: Zonas de generación de grieta	89
Figura 7.3: Grieta real producida en la “Posición 5” de un en eje	89
Figura 7.4: Geometría de grieta modelo 1	90
Figura 7.5: Geometría de grieta modelo2	90
Figura 7.6: Propagación de grieta por fatiga en posición 1	91
Figura 7.7: Configuración real de estudio PCRT en eje ferroviario	92

Figura 8.1: Selección de plano en herramienta <i>Esbozo</i>	95
Figura 8.2: Perfil de revolución sin cotas.....	96
Figura 8.3: Perfil de semieje con cotas	96
Figura 8.4: Definición del eje de revolución.....	96
Figura 8.5: Ventana de definición de redondeo	97
Figura 8.6: Eje ferroviario sometido a estudio.....	97
Figura 8.7: Ventana de definición del material	98
Figura 8.8: Definición de restricciones	99
Figura 8.9: Eje modelado en Pro/E visualizado con realismo avanzado	100
Figura 8.10: Mallado generado por defecto	101
Figura 8.11: Ventana AutoGEM Control.....	102
Figura 8.12: Malla refinada.....	102
Figura 8.13: Mallado por defecto generado por la herramienta AutoGem	103
Figura 8.14: Mallado con ajuste en cambios de sección, tamaño máx. de elemento 50 mm	103
Figura 8.15: Detalle de los cambios de sección con la malla refinada a 50mm.....	104
Figura 8.16: Mallado con ajuste en cambios de sección, máx.elemento 25 mm	104
Figura 8.17: Detalle de los cambios de sección con la malla refinada a 25mm.....	104
Figura 8.18: Eje completo mallado con un tamaño máx. de elemento de 35mm ...	105
Figura 8.19: Eje completo mallado con un tamaño máx. de elemento de 30mm. ..	105
Figura 8.20: Ventana de análisis del módulo <i>Mechanica</i>	106
Figura 8.21: Definición del análisis modal	106
Figura 8.22: Ventana Output (izq.) y Convergence (der)	107
Figura 8.23: Ventana asociada al método <i>Multi-Pass Adaptive</i>	108
Figura 8.24: Análisis realizados con mallas tipo 1, 2 y 3.....	110
Figura 8.25: Análisis realizados con mallas tipo 4 y 5.....	111
Figura 8.26: Zonas de generación de grieta	112
Figura 8.27: Ventana de definición de plano	113
Figura 8.28: Esbozo de grieta modelo 1.1.....	113
Figura 8.29: Extrusión de grieta tipo 1.1.....	114
Figura 8.30: Modelo de grieta 1.1 (5x0.6x1mm).....	114
Figura 8.31: Modelo de grieta 1.2 (10x0.6x1mm).....	115

Figura 8.32: Profundidad de grieta modelo 1.3.....	116
Figura 8.33: Esbozo de grieta modelo 2.....	117
Figura 8.34: Extrusión de grieta tipo 2.....	117
Figura 8.35: Modelo de grieta tipo 2.1 (10x0.6x50mm).....	118
Figura 8.36: Modelo de grieta 2.2 (10x20x50mm).....	118
Figura 8.37: Modelo de grieta 2.3 (50x0,6x100mm).....	119
Figura 8.38: Modelo de grieta 2.4 (90x0,6x140mm).....	119
Figura 8.39: Definición de ventana de resultados	120
Figura 8.40: Visualización de resultados <i>Display type Fringe</i> (izq.) y <i>Vectors</i> (der)	121
Figura 9.1: Frecuencias naturales del eje nuevo, análisis previo	126
Figura 9.2: Análisis fallidos con mallado tipo 3	130
Figura 9.3: Análisis fallidos con malla tipo 5	133
Figura 9.4: Mapa de tensiones modo 10 <i>Plotting Grid</i> = 4 (izq.) <i>Plotting Grid</i> =10 (dcha.)	137
Figura 9.5: Mensaje de error Pro/ENGINEER.....	138
Figura 9.6: Frecuencias naturales del eje tras el estudio de sensibilidad	140
Figura 9.7: Modos de vibración 7-20 del eje nuevo sin restricciones.....	141
Figura 9.8: Modos de vibración 1-16 del eje nuevo con restricciones.....	142
Figura 9.9: Modos de vibración 17-20 del eje nuevo con restricciones.....	143
Figura 9.10: Recopilación de modelos de grieta y zonas de generación de las mismas.....	144
Figura 9.11: Frecuencias naturales de eje libre, 1.1/ posición de grieta	146
Figura 9.12: Frecuencias naturales de eje restringido, 1.1 / posición de grieta	148
Figura 9.13: Frecuencias naturales del eje restringido, 1.1 / posición de grieta con método de resolución Single-Pass Adaptive.....	150
Figura 9.14: Frecuencias naturales de eje libre, 1.2 / posición de grieta	152
Figura 9.15: Frecuencias naturales de eje restringido, 1.2 / posición de grieta	154
Figura 9.16: Frecuencias naturales de eje libre, 1.3 / posición de grieta	156
Figura 9.17: Frecuencias naturales de eje restringido, 1.3 / posición de grieta	158
Figura 9.18: Frecuencias naturales de eje libre, 2.1 / posición de grieta	160
Figura 9.19: Frecuencias naturales de eje restringido, 2.1 / posición de grieta	162

Figura 9.20: Frecuencias naturales de eje libre, 2.2 / posición de grieta	164
Figura 9.21: Frecuencias naturales de eje restringido, 2.2 / posición de grieta	166
Figura 9.22: Secuencia de desplazamientos modo propio 18	168
Figura 9.23: Torsión en modo 18	168
Figura 9.24: Frecuencias modo 18 grieta 1.1	169
Figura 9.25: Frecuencias modo 18 grieta 1.2	169
Figura 9.26: Frecuencias modo 18 grieta 1.3	170
Figura 9.27: Frecuencias modo 18 grieta 2.1	170
Figura 9.28: Frecuencias modo 18 grieta 2.2	170
Figura 9.29: Frecuencias naturales de eje libre, fisura 2.3 / posición de grieta	172
Figura 9.30: Frecuencias naturales de eje restringido, 2.3 / posición de grieta	174
Figura 9.31: Frecuencias naturales de eje libre, fisura 2.4 / posición de grieta	176
Figura 9.32: Frecuencias naturales de eje restringido, fisura 2.4 / posición de grieta	178
Figura 9.33: Frecuencias propias modos 12-20 eje libre, grieta 2.4	179
Figura 9.34: Máx. desplazamiento modo 12, grieta 2.4 en Posición 1	180
Figura 9.35: Máx. desplazamiento modo 14, grieta 2.4 en posición 7	180
Figura 9.36: Máx. desplazamiento modo 18, grieta 2.4 en posición 6	180
Figura 9.37: Esbozo de grietas modeladas en el estudio de avance de grieta por fatiga.....	182
Figura 9.38: Avance de grieta por fatiga, eje libre	183
Figura 9.39: Avance de grieta por fatiga, eje restringido	184
Figura 9.40: Mallado con fisura en posición 2 (arriba) y eje nuevo (abajo)	186
Figura 9.41: Mallado de grieta 1.2	186
Figura 9.42: Energía de deformación eje nuevo restringido, modo 4	187
Figura 9.43: Energía de deformación modo 7, eje nuevo sin restricciones	188
Figura 9.44: Energía de deformación modo 7, grieta 2.1 en posición 1	188
Figura 9.45: Energía de deformación modo 7, grieta 2.1 en posición 2	188
Figura 9.46: Energía de deformación modo 7, grieta 2.1 en posición 3	189
Figura 9.47: <i>Measures</i> desactivada para análisis modal (derecha)	190
Figura 10.1: Total de análisis presentados en el documento.....	193
Figura 10.2: Posiciones de generación de grieta	195



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Versiones de Pro/ENGINEER	60
Tabla 2: Características de sensores piezoeléctricos	87
Tabla 3: Comparativa entre Single-Pass Adaptive y Multi-Pass Adaptive	108
Tabla 4: Relación de diámetros con posiciones de grieta	112
Tabla 5: Primeras 20 frecuencias naturales del eje	125
Tabla 6: Análisis de sensibilidad: Mallado tipo 1	128
Tabla 7: Análisis de sensibilidad: mallado tipo 2	129
Tabla 8: Análisis de sensibilidad: mallado tipo 3	131
Tabla 9: Análisis de sensibilidad: mallado tipo 4	132
Tabla 10: Análisis de sensibilidad: mallado tipo 5	134
Tabla 11: Estudio de sensibilidad	136
Tabla 12: Frecuencias naturales tras estudio de sensibilidad	140
Tabla 13: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.1 (libre)	145
Tabla 14: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.1 (restringido)	147
Tabla 15: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.1 (restringido) SPA ...	149
Tabla 16: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.2 (libre)	151
Tabla 17: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.2 (restringido)	153
Tabla 18: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.3 (libre)	155
Tabla 19: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.3 (restringido)	157
Tabla 20: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.1 (libre)	159
Tabla 21: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.1 (restringido)	161
Tabla 22: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.2 (libre)	163
Tabla 23: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.2 (restringido)	165
Tabla 24: Frecuencias (Hz) del modo 18	169
Tabla 25: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.3 (libre)	171
Tabla 26: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.3 (restringido)	173
Tabla 27: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.4 (libre)	175
Tabla 28: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.4 (restringido)	177
Tabla 29: Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.4 (restringido)	182
Tabla 30: Desglose del presupuesto	201





CAPÍTULO 1

OBJETIVOS Y CONTENIDO DEL PROYECTO



1.1.-MOTIVACIÓN

En la actualidad, el ferrocarril es uno de los medios de transporte más importantes y con mayor uso, y constituye un elemento básico de comunicación territorial y de movilidad de los ciudadanos. Por ello, ha de responder eficazmente a todas las solicitudes a las cuales se ve sometido, dentro de los márgenes admisibles de seguridad, calidad, y costes de servicio. Es necesario por tanto, prestar atención a los diversos elementos mecánicos con el objeto de cumplir y mejorar las prestaciones mencionadas. En este contexto se encuadran multitud de trabajos de investigación, entre los cuales, modestamente se halla el presente proyecto.

Recientes datos del UIC [16] muestran como a nivel global tanto el transporte de mercancías como el de pasajeros han aumentado en 2010 (3,4% y 3,5% respectivamente) respecto a 2009 impulsados por el fuerte incremento de países como Rusia, Asia e India, países en los que la industria ferroviaria española tiene una fuerte presencia.

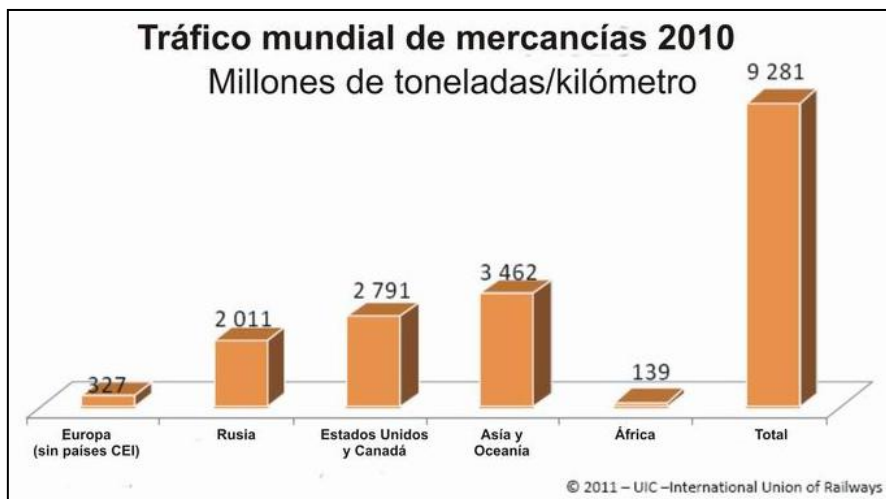


Figura 1.1 Tráfico mundial de mercancías 2010 (UIC)

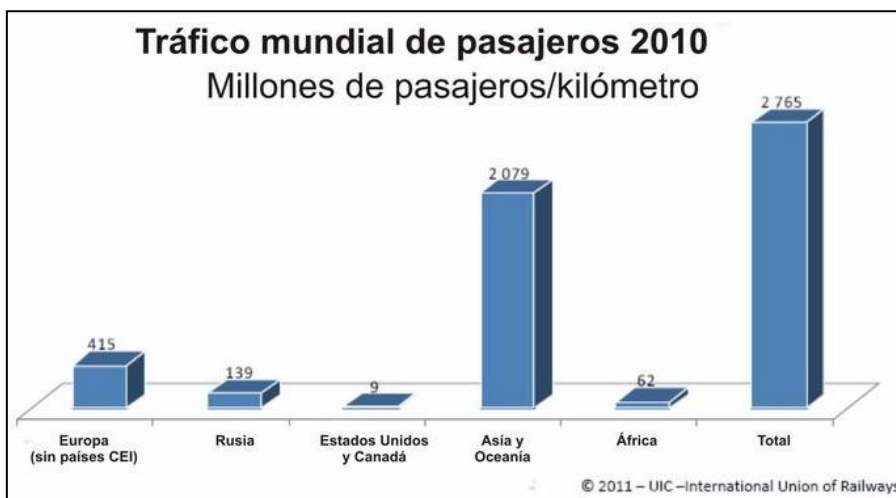


Figura 1.2 Tráfico mundial de pasajeros 2010 (UIC)

La existencia de diferente ancho de vía en las redes españolas supuso inicialmente una clara situación de desventaja para competir con otros medios de transporte (el transporte de mercancías por carretera), así como para competir con el resto de países, sin embargo esta situación se ha invertido y gracias a la experiencia recopilada a lo largo de los años la industria española se ha posicionado como referente internacional del sector ferroviario.

En España en el año 2009 se transportaron, según datos del INE [15], 590,3 millones de viajeros y 21 millones de toneladas de mercancía.

Además de los datos a nivel nacional la industria española mantiene desde hace varios años tasas de exportación que oscilan entre el 50 y el 75 por ciento, con picos que han llegado a acercarse al 80 por ciento en algunos ejercicios. La lista de países receptores de trenes y equipos para ferrocarril españoles se ha engrosado considerablemente en los últimos años en todo el mundo. Alemania, Bélgica, Irlanda, Rusia, Turquía, Argentina, Brasil, Estados Unidos, China e India son algunos de los ejemplos y muestran la fortaleza de la industria ferroviaria española.

El aumento de las exportaciones unidas al gran incremento que está registrando la instalación de trenes de alta velocidad en los últimos años ha impulsado la fabricación de componentes ferroviarios con mejores propiedades mecánicas, capaces de soportar superiores acciones de servicio, disminuir las operaciones de mantenimiento y alargar su vida útil.

Se pone por tanto de manifiesto la importancia de realizar investigaciones en este ámbito, con objeto de reducir los fallos en servicio y los riesgos asociados de descarrilamiento de los trenes, así como de reducir los costes asociados a estos servicios.

1.2.- OBJETIVOS DEL PROYECTO

Durante la vida útil de un eje se producen diferentes defectos bajo las cargas de servicio que, si no se detectan a tiempo, pueden llegar a provocar un fallo catastrófico. De este modo, la integridad estructural de los ejes debe hoy día analizarse desde una filosofía de diseño de tolerancia al daño, asumiendo que en el curso de su servicio pueden formarse grietas y éstas deben poder ser detectadas antes de que alcancen su tamaño crítico mediante la planificación de programas de inspección apropiados.

Es difícil reconocer una grieta con técnicas de inspección visual, por lo que se recurre a técnicas de ensayos no destructivos (END), tales como: Ultrasonidos, Rayos X, líquidos penetrantes, corrientes de Foucault, etc. En los últimos 30 años se ha intentado desarrollar técnicas más efectivas de diagnóstico de fallas estructurales.

De estas técnicas, la más prometedora ha sido una que involucra el *Análisis Modal*, el cual se basa en estudio de la frecuencia natural, modos de vibración natural y otros parámetros del sistema. El método se fundamenta en el hecho de que el defecto reduce la rigidez, el amortiguamiento y afecta imperceptiblemente a la masa, lo que a su vez, aumenta la flexibilidad del sistema. Si cambia la rigidez del sistema, varía la frecuencia natural y también los desplazamientos de cada punto de la pieza en estudio.

En la década de los 70 se comenzó a estudiar la posibilidad de usar el Análisis Modal como técnica de detección de fallas en componentes mecánicos, de estructuras, especialmente en plataformas petroleras costa afuera, en las cuales las técnicas de ensayos no destructivos convencionales resultaban engorrosas. La mayoría de los trabajos de detección de grietas por análisis modal han estado orientados al estudio de elementos simples como vigas y pocos a sistemas algo más complejos como pórticos o estructuras.

El objetivo principal de este proyecto fin de carrera es *avanzar en el estudio de la defectología en ejes ferroviarios mediante el empleo del análisis modal utilizando el software Pro/ENGINEER*.

La consecución del objetivo principal conlleva la superación de los siguientes aspectos u objetivos subyacentes:

- Modelar el eje ferroviario de acuerdo al plano de un eje real y asignarle las propiedades y restricciones correspondientes.
- Realizar un estudio de sensibilidad de la herramienta, en función de parámetros tales como el mallado del eje y diferentes parámetros propios del software.
- Estudiar la influencia de la presencia de grietas en el eje, modelando diferentes tipos y tamaños de grietas, localizadas en diferentes zonas del eje, así como la intervención de las grietas en el comportamiento modal del eje.
- Obtener resultados de los modelos y analizarlos, contrastándolos con los obtenidos de la literatura técnica y los desarrollados en la actualidad por empresas punteras en el sector ferroviario.



El presente proyecto es un primer estudio dedicado al análisis modal de ejes ferroviarios (con y sin falla) con la herramienta Pro/ENGINEER, dentro de las investigaciones que está desarrollando el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III en éste ámbito.

Por el motivo expuesto en el párrafo anterior, otro objetivo subyacente de este proyecto fin de carrera es evaluar la capacidad de la herramienta Pro/ENGINEER en este tipo de estudios. Los resultados obtenidos en el proyecto servirán como datos de referencia para futuros estudios, que puedan contrastarse con otras herramientas o con ensayos reales y de esta manera se valide la capacidad de Pro/ENGINEER en el análisis modal de este tipo elementos mecánicos (ejes de ferrocarril).

1.3.- ETAPAS DE DESARROLLO

En un proyecto de ingeniería hay que definir unas etapas de desarrollo para la consecución del objetivo perseguido. En este caso, al tratarse de un proyecto de investigación, las etapas son relativas, ya que en pleno proceso de investigación pueden surgir problemas y ser necesaria la modificación de las mismas. Para la consecución de los objetivos se han abordado las siguientes etapas:

- **Etapa 1: *Definición de objetivos***

En esta primera etapa se plantea la motivación y los objetivos que se han de alcanzar. Es necesario entender el funcionamiento de los elementos a estudiar para plantear así objetivos realistas.

- **Etapa 2: *Búsqueda y estudio de documentos***

En esta fase se lleva a cabo la búsqueda de información relacionada con el proyecto (proyectos, artículos, libros, normas, manuales). Además el uso de la herramienta Pro/ENGINEER requiere de un aprendizaje previo que conlleva un tiempo significativo.

- **Etapa 3: *Modelado y simulación por ordenador***

Es en esta fase en la cual se modela el diseño del eje ferroviario para someterlo posteriormente a estudio. Una vez se tengan los datos necesarios, éstos serán analizados, pudiendo provocar modificaciones en el modelo primario si los resultados obtenidos no son del todo satisfactorios.

- **Etapa 4: *Obtención y análisis de los resultados***

Antes de las conclusiones finales, se miden y analizan todos los parámetros de importancia obtenidos con el software y se procesan los resultados.

- **Etapa 5: *Conclusiones finales***

Tras analizar los resultados obtenidos se establecen unas reflexiones sobre el desarrollo del proyecto y el resultado final del mismo. Es decir, se presentan las conclusiones y las propuestas para trabajos futuros.

- **Etapa 6: *Elaboración del documento***

Por último, una vez desarrollado el proyecto en sí, se redacta la memoria del mismo. Para ello se seguirá fielmente la metodología llevada a cabo durante la realización de los estudios. Se tratará de que el documento sea estructurado, bien documentado y claro, con figuras y tablas que ayuden a la comprensión del mismo.

Cabe destacar que la Etapa 2 ha estado presente durante toda la realización del proyecto, ya que incluso en estadios muy avanzados del mismo, se han encontrado documentos que han replanteado las bases del estudio.

1.4.- ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO

El contenido de este documento se ha dividido en nueve capítulos, que se describen a continuación:

- **Capítulo 1: *Objetivos y contenido del proyecto***

En él se presenta la motivación de este proyecto, los objetivos propuestos, las fases abordadas para la realización del mismo y la estructura del documento. Incluye esta descripción.

- **Capítulos 2, 3, 4, 5 y 6: *Marco teórico***

Los capítulos 2, 3, 4, 5 y 6 forman un bloque en el que se describe el marco teórico en el que se desarrolla el proyecto.

-El segundo capítulo muestra una aproximación a las vibraciones mecánicas, haciendo notar la importancia del análisis modal en ingeniería y los problemas asociados al desconocimiento de las frecuencias naturales de los elementos.

-El tercer capítulo se presenta una introducción al análisis a fatiga, a través de los acontecimientos históricos relacionados con este fenómeno, así como la situación actual del mismo en la industria ferroviaria.

-En el capítulo cuarto se muestran las bases de las herramientas de elementos finitos, y la metodología asociada a su uso.

-En el capítulo 5 se detalla una breve historia acerca de la herramienta empleada, Pro/ENGINEER Wildfire 5.0, sus características principales y capacidades del software.

-Por último en este bloque de carácter teórico, en el capítulo sexto se describen diferentes elementos ferroviarios, que estarán muy presentes en el proyecto y que acercan al lector a la problemática del sector.

- **Capítulo 7: *Planteamiento del problema***

En él se plantean las directrices del estudio. Se definen las características de los estudios que serán realizados y la metodología seguida en el desarrollo de los mismos, así como las simplificaciones que han sido tomadas para su desarrollo.

- **Capítulo 8: *Desarrollo del problema***

En él se particulariza el planteamiento presentado en el capítulo 7, para su desarrollo en Pro/ENGINEER. De esta manera, se describen los pasos necesarios para modelar y caracterizar el eje ferroviario (material, restricciones, etc.). Se detalla también la creación

de las diferentes grietas, la generación del mallado del modelo así como la realización de los análisis y la visualización de los resultados.

- **Capítulo 9: Resultados**

Incluye los resultados obtenidos en los análisis descritos con anterioridad. En él se analizan los datos de salida de la herramienta y se estudian las posibilidades reales del software.

- **Capítulo 10: Conclusiones y trabajos futuros**

Se exponen las conclusiones extraídas de los análisis realizados. Se muestra un análisis en relación a los objetivos propuestos y se valoran si se han conseguido. Se proponen distintos trabajos futuros relacionados con el proyecto, que continúen con la línea de investigación iniciada por este proyecto y que lo complementen.

- **Capítulo 11: Presupuesto general detallado**

El presupuesto es un indicio de los recursos empleados y los tiempos que se han requerido. Muestra la información de cuánto cuesta cada herramienta utilizada: ingenieros, hardware, software, etc.

- **Capítulo 12: Bibliografía**

Se enumeran las fuentes de información que se han empleado tanto para el desarrollo del proyecto como para la redacción del presente documento.

- **Capítulo 13: Anexos**

Se adjuntan los documentos que complementan al proyecto, tales como planos, hojas de fabricante, etc.





CAPÍTULO 2

INTRODUCCIÓN A LAS VIBRACIONES MECÁNICAS



2.1.- INTRODUCCIÓN A LAS VIBRACIONES MECÁNICAS

En ingeniería es importante conocer cómo va a responder un sistema mecánico al estar sometido a una serie de cargas para así poder realizar un diseño optimizado de dicho sistema. Las vibraciones son un aspecto a tener en cuenta ya que pueden provocar la rotura de ciertos elementos y por lo tanto hay que ser muy cuidadosos para conseguir un diseño en el que se minimice el efecto de este fenómeno.

Una vibración mecánica es la oscilación repetida de un punto material o de un cuerpo rígido en torno a su posición de equilibrio.

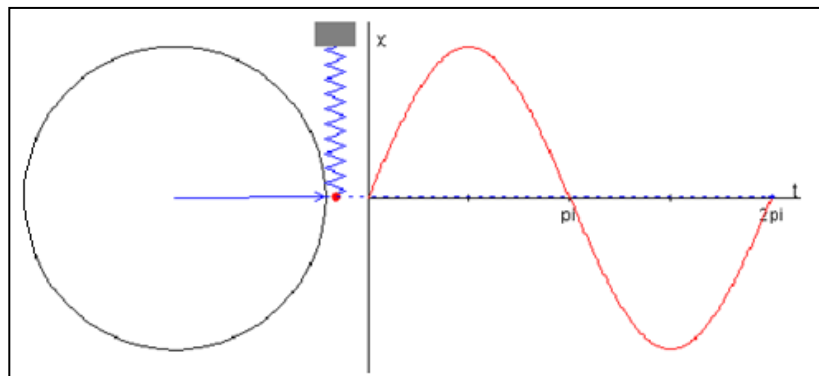


Figura 2.1 Representación de una vibración armónica

Se pueden producir por efecto del propio funcionamiento de una máquina o un equipo. En todo movimiento vibratorio, en general, se producen tres fenómenos energéticos [8]:

- Almacenamiento de energía potencial en los elementos elásticos.
- Almacenamiento de energía cinética en las masas e inercias.
- Pérdida gradual de energía en los elementos disipativos.

Hoy en día, uno de los puntos importantes a considerar en el buen funcionamiento de los procesos industriales está basado entre otras cosas en normas, procedimientos ó metodologías de mantenimiento, en especial el conocido como mantenimiento predictivo, que permite saber el estado actual y futuro de una maquinaria o de sus elementos. El análisis de vibraciones es una de las metodologías ampliamente usadas en el mantenimiento de máquinas, de tal manera que el estudio de las vibraciones mecánicas se ha convertido en algo esencial ya que permite comprender, analizar y proponer soluciones sobre diversa problemática relacionada con procesos industriales.

2.1.1.-Conceptos básicos

Para poder comprender el fenómeno de vibración se deben conocer algunos conceptos, que serán definidos a continuación.

- Amplitud de onda

Es el valor máximo que puede alcanzar la partícula con respecto a la posición de equilibrio.

- Período T

Es el intervalo de tiempo que transcurre entre dos estados idénticos y sucesivos de una perturbación en un punto.

- Frecuencia f

Es la magnitud inversa al período, indica el número de veces que se repite una posición en cada segundo. Se mide en hertzios (Hz).

- Movimiento ondulatorio

Es el movimiento que describe la onda. Una onda es una transmisión de energía o perturbaciones, que se dividen en dos tipos: ondas estacionarias y transitorias. Según las dimensiones en las que se desplacen se pueden clasificar en ondas unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales.

- Velocidad de propagación

Es la velocidad a la que se propaga una onda determinada, depende del medio por el que se produzca la propagación.

- Vibraciones libres

Son aquellas que tienen lugar en ausencia de fuerzas externas.

- Vibraciones forzadas

Vibración que tiene lugar debido a la presencia de fuerzas externas que varían con el tiempo.

- Frecuencia natural o frecuencia propia ω_n

Para sistemas de un grado de libertad, es la frecuencia del movimiento armónico que resulta al introducir un desplazamiento o una velocidad inicial, que se encuentra en posición de equilibrio y se deja vibrar libremente sin ningún tipo de amortiguador. En sistemas de N grados de libertad cada modo natural de vibración tendrá una frecuencia natural asociada, la cual será la del movimiento armónico resultante.

- Frecuencia de excitación Ω

Es la frecuencia asociada a una acción exterior actuante sobre el sistema mecánico y que varía armónicamente. Si ω_n es la frecuencia natural del sistema y Ω la de la excitación, la relación entre ambas frecuencias se representa mediante β , es decir $\beta = \frac{\Omega}{\omega_n}$. Para el caso particular en que ambas frecuencias coincidan, es decir $\beta = 1$, se considera que el sistema se encuentra en resonancia.

- Coeficiente de amortiguamiento ξ :

Es el cociente entre el amortiguamiento del sistema y el amortiguamiento crítico, siendo el amortiguamiento crítico aquél en el que el sistema deja de ser oscilante.

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}} = \frac{c}{2m\omega_n}$$

- Factor dinámico de amplificación F.D.A

Es el número de veces que la amplitud de la oscilación dinámica sobrepasa a la estática.

$$D/\delta p = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\Omega/\omega_n\right)^2\right)^2 + \left(2\xi\Omega/\omega_n\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}}$$

- Vibración armónica

Constituye la forma más simple de oscilación. Se caracteriza por ser representada por una onda senoidal, por lo general, se genera en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial. Se estudia a través de un vector rotatorio con velocidad angular constante, tal y como se puede observar en la figura 2.1.

- Vibración periódica

Es un movimiento que se repite de igual forma en intervalos de tiempo, un ejemplo claro de este tipo de vibración se presenta cuando existen problemas de funcionamiento en una transmisión dentada.

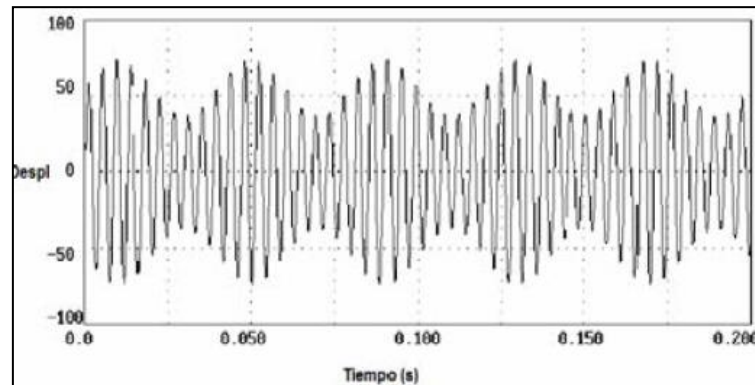


Figura 2.2 Vibración periódica

- Vibración aleatoria.

Ocurre de forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizada. Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un espectro continuo o dicho de otra forma el espectro estará constituido por infinitas vibraciones armónicas, en la cual cada una estará caracterizada por una amplitud, frecuencia y fase respectivamente.

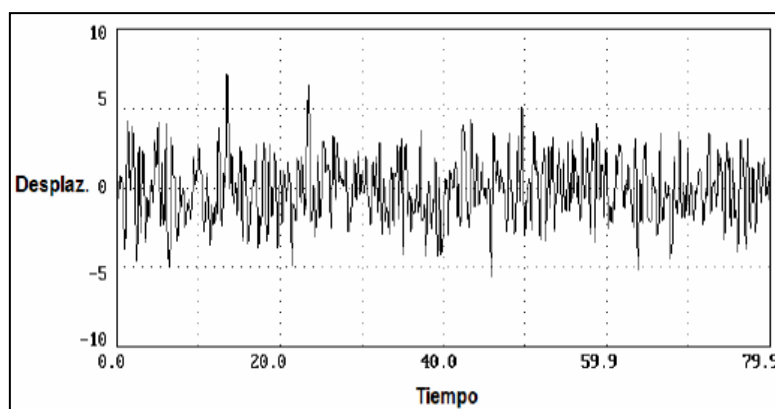


Figura 2.3 Vibración aleatoria

Según las definiciones ya expuestas se puede señalar que las vibraciones mecánicas se pueden dividir según su naturaleza de excitación en vibraciones libres y vibraciones forzadas y según su naturaleza de la respuesta las vibraciones pueden ser armónicas, periódicas o aleatorias.

2.2.- EL ANÁLISIS MODAL

El análisis modal es una técnica utilizada para determinar las características vibratorias de una estructura con comportamiento elástico y lineal, nos suministra las frecuencias y formas naturales con las que vibra una estructura una vez que la sollicitación inicial ha desaparecido. Es el tipo de análisis dinámico más importante, y debe de hacerse siempre antes de cualquier otro análisis, pues las características vibratorias de una estructura determinan como responde ante las cargas dinámicas.

Supongamos un sistema de un solo grado de libertad, por ejemplo un carrito con ruedas de masa m y en paralelo al suelo y sujetos a la pared un muelle de rigidez k y un amortiguamiento c como el representado en la figura 2.4, donde el amortiguamiento se representa mediante un amortiguador viscoso y la rigidez es la de un muelle.

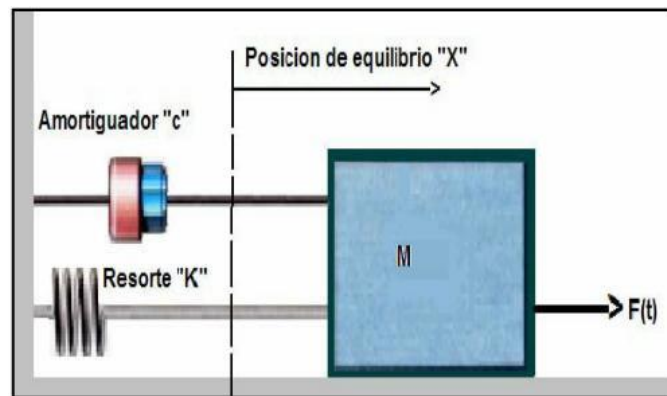


Figura 2.4 Esquema 1gdl

Si sometemos el sistema a una excitación, éste responderá vibrando de una determinada manera, propia y exclusiva del sistema concreto. Esta respuesta se podrá expresar en un gráfico desplazamiento-frecuencia, (puede no ser armónico, pero que puede descomponerse por la transformada de Fourier en varias funciones armónicas).

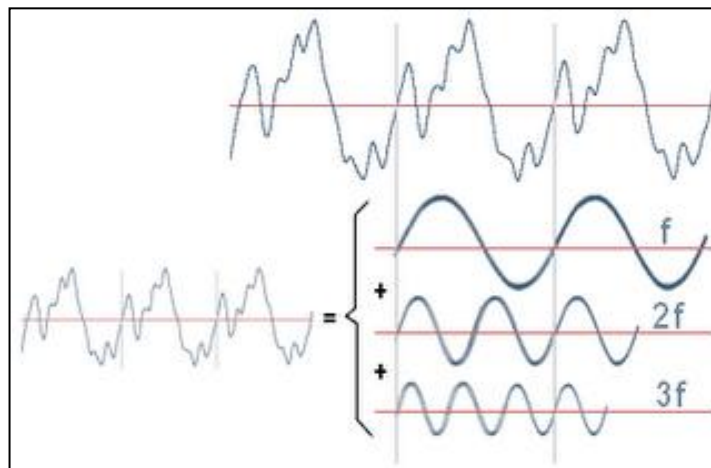


Figura 2.5 Descomposición de una onda

A esta vibración la llamaremos modo de vibración del sistema, y a su frecuencia natural ω_n del sistema. Cada modo tendrá una forma propia de vibración. La frecuencia natural del sistema ω_n se define según la siguiente expresión:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Es decir, sólo depende de los parámetros dinámicos del sistema.

Si realizamos esta misma operación con todos los posibles sistemas de un grado de libertad obtendremos todos los modos de vibración y sus formas, así como sus frecuencias naturales.

Las estructuras al vibrar lo hacen como una combinación de modos fundamentales de vibración de sistemas de un grado de libertad, pudiéndose entender la estructura como una superposición de muchos sistemas de un grado de libertad.

La forma de vibrar de un sistema de n grados de libertad es una combinación de n sistemas de 1 g.d.l.

2.2.1.- Vibraciones longitudinales sobre una cuerda

La ecuación diferencial del movimiento ondulatorio utilizada para la obtención de los modos normales de vibración de una cuerda es:

$$v^2 \frac{\delta^2 \psi}{\delta x^2} = \frac{\delta^2 \psi}{\delta t^2}$$

Siendo v la velocidad de propagación de las ondas en la cuerda y ψ el desplazamiento transversal de un punto x de la cuerda en el instante t .

Estudiando una solución de la forma:

$$\psi(x, t) = y(x) \cdot \text{sen}(\omega t)$$

Cada punto de la cuerda vibra con una amplitud $y(x)$ y con una frecuencia angular ω . Convirtiéndose la ecuación diferencial en:

$$\frac{\delta^2 y}{\delta x^2} + \frac{\omega^2}{v^2} y = 0$$

La solución de esta ecuación diferencial, similar a la de un movimiento armónico simple, es $y = A \cdot \text{sen}(kx) + B \cdot \cos(kx)$ con $k = \omega/v$ el número de onda.

A continuación aplicamos las siguientes condiciones de contorno: la cuerda esta fija por sus extremos $x=0$ y $x=L$. De la primera condición, tenemos que $B=0$, y de la segunda

$\text{sen}(kL) = 0$, o bien $kL = n\pi$, con $n=1, 2, 3 \dots$ que nos da las distintas frecuencias de vibración de la cuerda.

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{n}{2L} \quad n = 1, 2, 3 \dots$$

La amplitud de las oscilaciones de los puntos x de la cuerda en el modo normal n es:

$$y_n(x) = A \cdot \text{sen} \left(\frac{n\pi}{L} x \right)$$

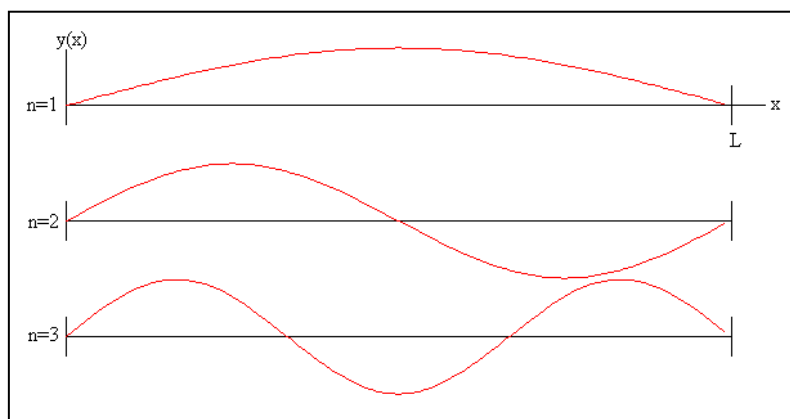


Figura 2.6 Modos normales de vibración de una cuerda sujeta por sus extremos

2.2.2.- Vibraciones longitudinales de una barra

Para encontrar los modos normales de vibración de una barra elástica con ambos extremos fijos seguimos un procedimiento similar al anterior.

La ecuación diferencial del movimiento de un elemento de la barra es:

$$\frac{\delta^4 \psi}{\delta x^4} + \frac{\rho A}{YI} \frac{\delta^2 \psi}{\delta t^2} = 0$$

Siendo ψ el desplazamiento transversal de un punto x de la cuerda en el instante t , ρ es la densidad de la barra, Y es el módulo de Young del material de la barra e I es el momento de inercia de la sección transversal de dicha barra.

Estudiando una solución de la forma:

$$\psi(x, t) = y(x) \cdot \text{sen}(\omega t)$$

Cada punto de la barra vibra con una amplitud $y(x)$ y con una frecuencia angular ω . La ecuación diferencial se convierte en:

$$\frac{\delta^4 y}{\delta x^4} - \frac{\rho A}{YI} \omega^2 y = 0$$

Las raíces de la ecuación característica son:

$$r^4 - q^4 \quad q = \left(\frac{\rho A}{YI} \omega^2 \right)^{\frac{1}{4}}$$

Son dos raíces reales y dos imaginarias $r = q, r = -q, r = iq, r = -iq$.

La solución general es $y(x) = C_1 e^{qx} + C_2 e^{-qx} + C_3 e^{iqx} + C_4 e^{-iqx}$ o de forma equivalente $y = A_1 \cdot \sinh(qx) + A_2 \cdot \cosh(qx) + A_3 \cdot \sin(qx) + A_4 \cdot \cos(qx)$

La pendiente o derivada de y es:

$$\frac{\delta y}{\delta x} = q[A_1 \cdot \cosh(qx) + A_2 \cdot \sinh(qx) + A_3 \cdot \cos(qx) - A_4 \cdot \sin(qx)]$$

Aplicando las siguientes condiciones de contorno:

- La barra está firmemente sujeta por sus extremos $x=0$ y la pendiente en este punto es $\frac{\delta y}{\delta x} = 0$.

$$\begin{aligned} 0 &= A_2 + A_4 \\ 0 &= A_1 + A_3 \end{aligned}$$

- La barra está firmemente sujeta por sus extremos $y=0$ y la pendiente en este punto es $\frac{\delta y}{\delta x} = 0$.

$$0 = A_1[\sinh(ql) - \sin(ql)] + A_2[\cosh(ql) - \cos(ql)]$$

$$0 = A_1[\cosh(ql) - \cos(ql)] + A_2[\sinh(ql) + \sin(ql)]$$

Eliminando A_1 y A_2 obtenemos una ecuación transcendente en qL .

$$[\sinh(qL) - \sin(qL)] \cdot [\sinh(qL) + \sin(qL)] - [\cosh(qL) - \cos(qL)]^2 = 0$$

Las raíces $r_n = q_n \cdot L$ de esta ecuación se calculan por el procedimiento numérico del punto medio y sus cinco primeros valores son:

$$r_n = 4.73, 7.85, 11, 14.14, 17.27$$

Conocidos los valores posibles de q_n se calculan las frecuencias de vibración

$$\omega_n = 2\pi f_n$$

$$f_n = \frac{r_n^2}{2\pi} \frac{\sqrt{YI}}{\rho A L^4} = C_n \frac{\sqrt{YI}}{\rho A L^4}$$

Donde f_n es la frecuencia del modo normal n de vibración y C_n es un número que corresponde a este modo. Sus primeros valores son:

$$C_1 = 3.56, C_2 = 9.82, C_3 = 19.2, C_4 = 31.8, C_5 = 47.5$$

El coeficiente C_n es independiente de las características de la barra y el segundo término, bajo la raíz, depende del material y de las dimensiones de la barra.

La amplitud de la vibración $y(x)$ de los distintos puntos x de la barra en el modo normal de vibración n es:

$$y_n(x) = A \left[(\sinh(q_n x) - \sin(q_n x)) - \frac{\sinh(q_n L) - \sin(q_n L)}{\cosh(q_n L) - \cos(q_n L)} \cdot (\cosh(q_n x) - \cos(q_n x)) \right]$$

El valor de la constante de proporcionalidad A es la escala vertical. Para que todos los modos de vibración estén representados con la misma escala, se calcula A por procedimientos numéricos, de modo que $\int_0^L y_n^2(x) dx = cte$.

2.2.3.-Modos normales de un sistema tridimensional

Un trozo macizo de cualquier material tiene siempre cierto grado de elasticidad y, en consecuencia, tiene un espectro de modos normales de vibración. Esto será cierto incluso si, como en el caso de las cuerdas y barras que acabamos de estudiar imaginamos que sus límites se encuentran fijos.

En el caso de sistemas unidimensionales y bidimensionales, se ha podido discutir y describir los modos característicos de la oscilación transversal de un modo claro. Al pasar a sistemas tridimensionales ya no queda ninguna dirección de repuesto, por lo tanto nos conformaremos con señalar que se puede plantear para el caso de tres dimensiones una ecuación diferencial del movimiento que tiene una analogía estricta con las ecuaciones que se han desarrollado previamente para una o dos dimensiones.

La ecuación será de la forma:

$$\frac{\delta^2 \psi}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 \psi}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 \psi}{\delta z^2} = \frac{1}{v^2} \cdot \frac{\delta^2 \psi}{\delta t^2}$$

En el caso tridimensional deben especificarse las condiciones límite para todas las superficies exteriores del sistema. Debido a la complejidad de estos cálculos nos vemos sometidos a la utilización de un programa de simulación y análisis de elementos finitos, como es Pro/ENGINEER y su módulo Mechanica.

2.3.- RESONANCIA MECÁNICA

Un fenómeno bien conocido en el ambiente de las vibraciones mecánicas y en el cual todo ingeniero mecánico debería poner atención es conocido como resonancia. Este fenómeno es de gran interés en el estudio de las vibraciones mecánicas ya que ha estado relacionado con diferentes eventos destructivos en la historia de la industria. Ha sido el causante de problemas en estructuras, máquinas y contaminación por ruido.

El fenómeno de la resonancia se produce cuando la frecuencia de la excitación Ω coincide con la frecuencia natural del sistema ω_n . En ese momento, el factor de amplificación se incrementa de forma notable y pueden ocurrir efectos indeseados en la estructura o máquina.

En la Figura 2.7 se muestra como varía el factor de amplificación dinámico en función de la relación de frecuencias y del coeficiente de amortiguamiento.

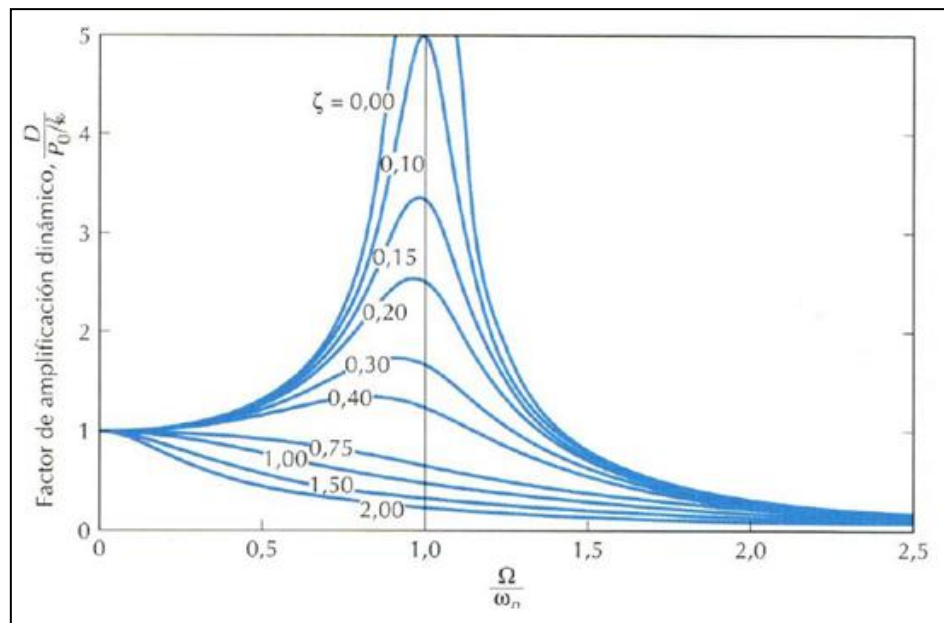


Figura 2.7 Fenómeno de resonancia

Hoy día se puede decir que los problemas estáticos, aquellos en los que los sistemas elásticos están sometidos a cargas estáticas (fuerzas constantes que adquieren de una manera progresiva su valor final) están realmente superados. Puede casi tenerse la seguridad de que el fracaso de una estructura cualquiera en dichas condiciones no se producirá por errores de concepción si no más bien será debido a defectos de construcción. Sin embargo, se producen muchos fracasos debidos a cargas dinámicas que dan lugar a problemas vibratorios. Todas las ramas de la ingeniería se enfrentan actualmente con estos problemas y por lo tanto los ingenieros deben tener conocimiento de estos fenómenos para solucionar distintas situaciones. Los efectos vibratorios son muy perjudiciales en los estados de resonancia, o en sus proximidades.

Un clásico ejemplo de resonancia fue el caso del puente de Tacoma Narrows.

En Noviembre de 1940 el puente de Tacoma Narrows se derrumbó bajo unas condiciones de carga muy inferiores a las que se había diseñado. El viento ese día era de 65 Km/h cuando estaba preparado para soportar rachas de más de 140 Km/h. La causa del fallo fue debido a un problema de vibraciones por el cual la estructura sufrió unas condiciones de carga que no podía soportar. Desde entonces la filosofía de diseño de los ingenieros cambió de forma drástica y los problemas de vibraciones empezaron a ser seriamente considerados.

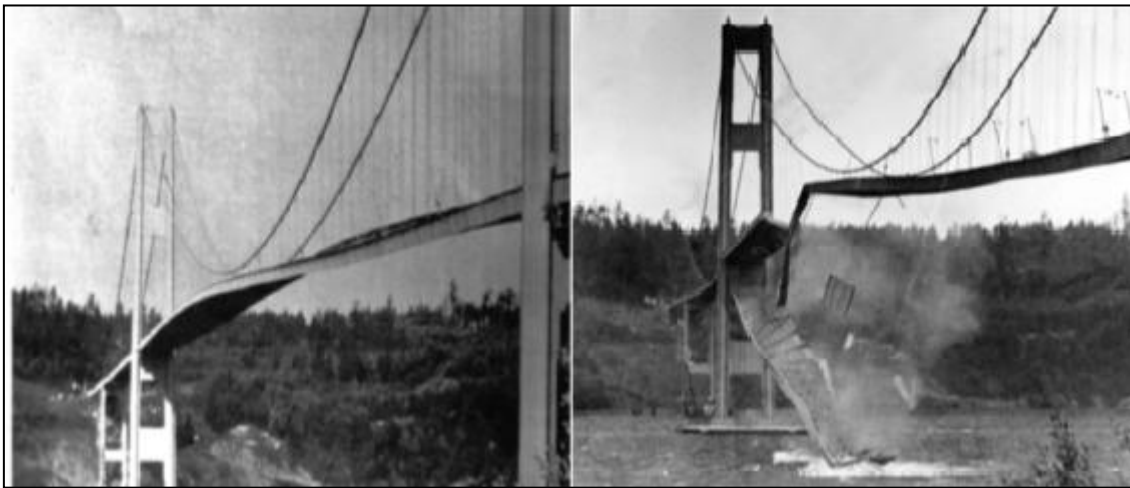


Figura 2.8 Colapso del Puente de Tacoma en 1940

La aparición de vibraciones puede producir además fallos por fatiga que reduzcan drásticamente la vida del eje ferroviario y lleguen a la rotura del mismo, como se tratará en el capítulo siguiente.

Sin embargo no todas las vibraciones son malas, algunas se producen con propósitos específicos en algún proceso industrial y generalmente son controladas. Estas vibraciones son llamadas “buenas vibraciones”, algunos ejemplos de ellas son los siguientes: procesos de centrifugado para separar desechos de materiales, transporte de material por bandas vibratorias, acabado y pulido por vibración, elevadores vibrantes e incluso para el transporte de energía, según recientes investigaciones del MIT.

2.4.- ESTADO DEL ARTE

Desde el incidente del puente de Tacoma Narrows se empezó a considerar el fenómeno de la resonancia mecánica como un problema real, desde entonces han aparecido diferentes técnicas para el estudio de las frecuencias naturales, que evitasen hacer coincidir frecuencias naturales de los elementos con las frecuencias excitadoras de las condiciones de operación. Con el paso de los años, y a través de investigaciones cada vez más profundas se han llegado a desarrollar técnicas que se aprovechan del conocimiento adquirido en este campo para emplear el fenómeno de la resonancia mecánica como herramienta para detectar otros problemas ampliamente extendidos en ingeniería, tales como la rotura de elementos por fatiga, fenómeno que será tratado en el Capítulo 3.

La técnica que a continuación se describe es fruto de uno de los Work Packages del proyecto WIDEM (Wheel set Integrated Design and Effective Maintenance) que ha sido realizado de forma conjunta por algunas de las empresas más influyentes del sector ferroviario y financiado en gran medida por la Unión Europea.

2.4.1.- Process Compensated Resonance Testing (PCRT)

Cualquier modificación en una estructura crea un cambio en el comportamiento modal de la misma [13], ya sea en una o más de las frecuencias propias, o incluso una perturbación en los modos de vibración. Si hay una grieta, inicio de grieta, inclusión, hoyo, capa de óxido, etc., habrá cambios en las frecuencias de propias, y diferentes modos pueden ser afectados de forma distinta. Generalmente, una imperfección causará que la frecuencia natural se vea reducida, debido a que el material es habitualmente menos rígido cuando está presente una falla. Este fenómeno es el que permite a la tecnología *Process Compensated Resonance Testing* (PCRT) buscar cambios estructurales determinantes a través del estudio de las frecuencias propias de un elemento (todos los modos fundamentales y todos los sobretonos).

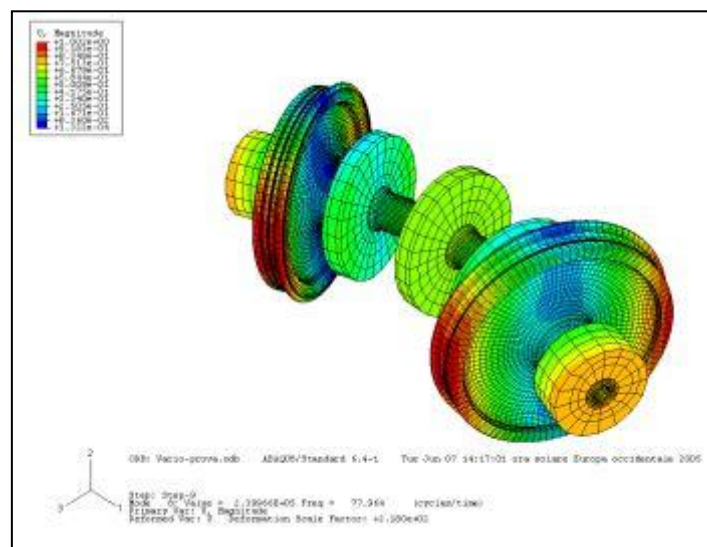


Figura 2.9 Modo propio de Wheelset con cojinetes y discos de freno

Las técnicas PCRT son una aproximación relativamente nueva dentro de las técnicas de ensayos no destructivos (END). La tecnología subyacente fue desarrollada a finales de la década de los 80, desde entonces ha sido comercializada y empleada exitosamente en diversos sectores de la ingeniería (automoción, aeronáutica, etc.)

La espectroscopia de resonancia, es decir el análisis de las frecuencias de resonancia de un componente, ha sido empleada para detectar grandes imperfecciones en elementos metálicos durante décadas. Sin embargo, ésta técnica carece de resolución suficiente para encontrar pequeños defectos, y no puede ser empleada eficazmente para calificar una producción de piezas o para detectar el comienzo del fenómeno de fatiga en un componente.

En los últimos años, los avances en el campo de la informática, basados en software analítico han conseguido que la espectroscopia de resonancia vaya un paso más allá, surgiendo el concepto de técnica PCRT, una herramienta analítica de gran poder.

Las técnicas END empleadas en la actualidad se esfuerzan para resaltar indicios que puedan representar deficiencias estructurales en una pieza a lo largo de su vida útil. Las técnicas PCRT pueden incrementar el rendimiento de la producción de una pieza, optimizar la vida útil de la misma y prevenir fallos en servicio de forma eficaz.

El sistema PCRT emplea un transductor [14] que excita al componente a través de un rango de frecuencias que abarca desde unos pocos hertzios hasta aproximadamente 5 MHz, dependiendo del tamaño y las propiedades elásticas del material. Además de éste, otros dos transductores reciben la respuesta modal del componente a la excitación producida. La Figura 2.10 muestra un esquema típico en los sistemas PCRT.

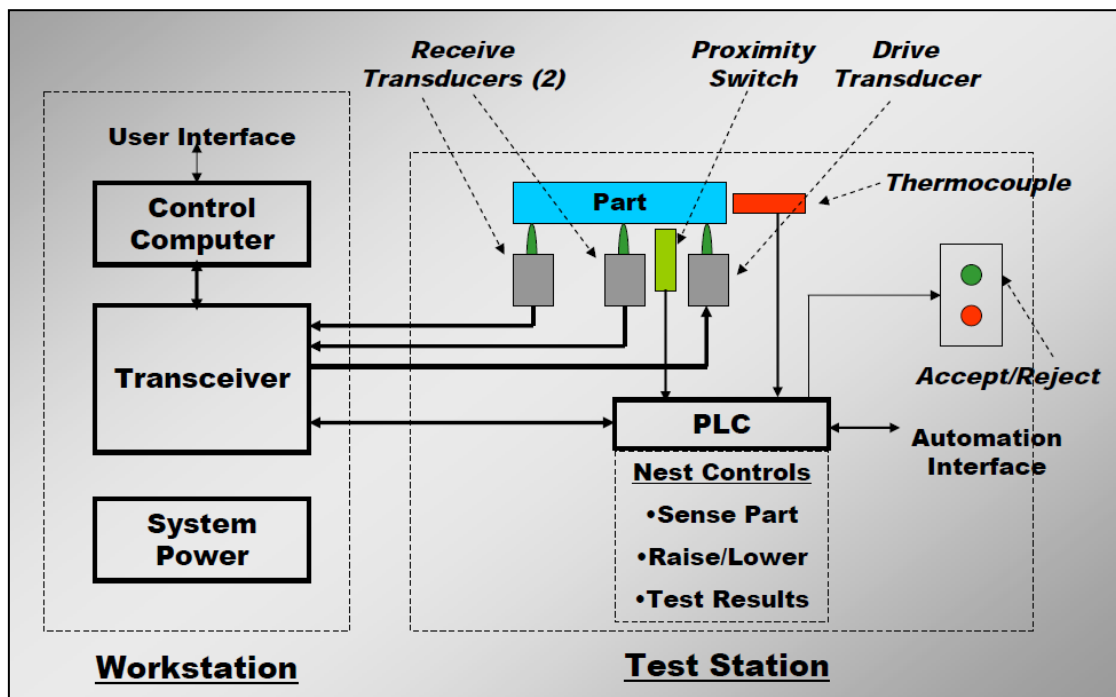


Figura 2.10 Esquema típico de un sistema PCRT

El proceso de inspección requiere unos segundos para analizar piezas individuales y aproximadamente 3 minutos para conjuntos complejos. El hardware realiza las mediciones de las frecuencias propias, y el software analiza el patrón de resonancia para determinar la integridad estructural de la pieza.

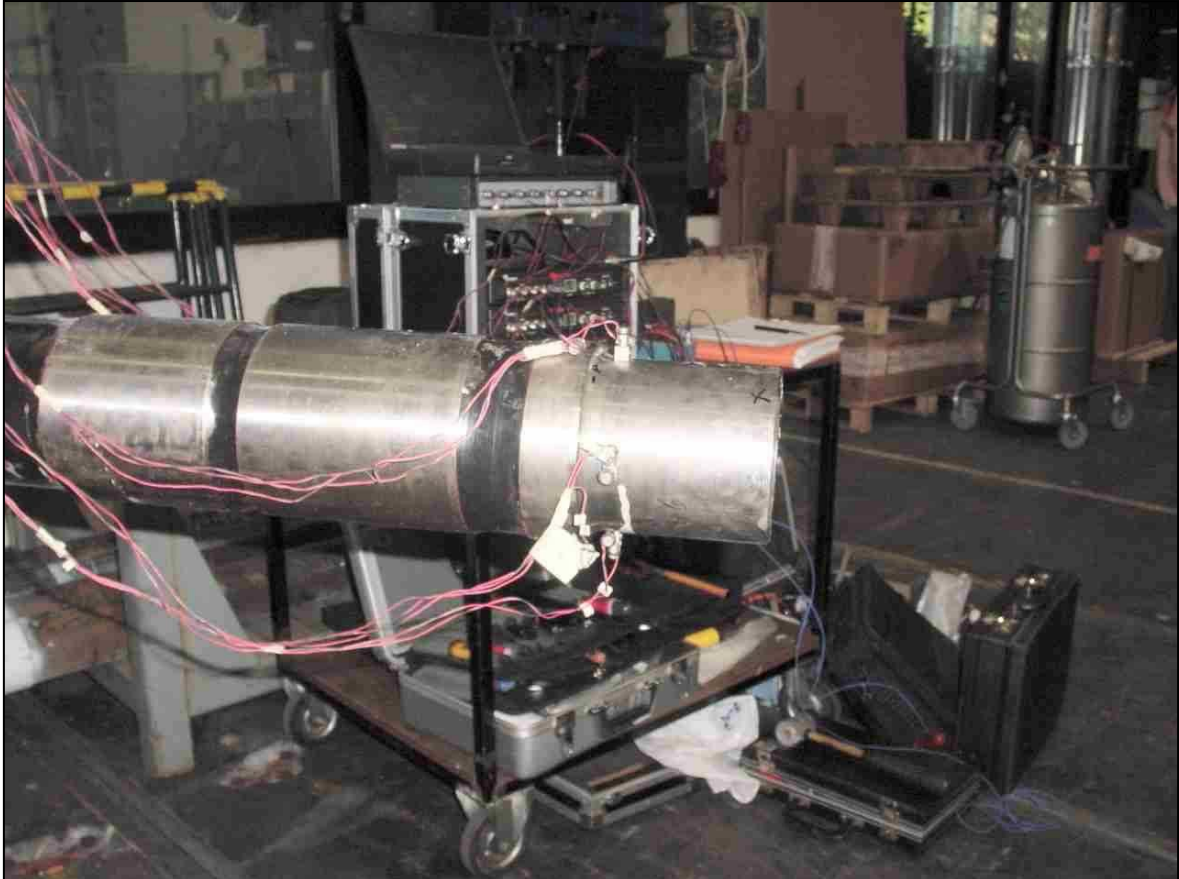


Figura 2.11 Eje ferroviario sensorizado para ensayo PCRT

El software está basado en el uso de algoritmos que reconocen patrones y que son capaces de detectar cambios en las frecuencias modales debido a cargas de trabajo, aparición de grietas, pérdida de material u otros defectos.

Es importante señalar que si se detecta la aparición de una grieta, el fallo del componente ya ha comenzado, el material ha sufrido fatiga hasta el punto en el que el inicio de grieta y su propagación han tenido lugar, y el conjunto (tren, en el caso del sector ferroviario) está funcionando con un componente que está fallando, con las fatales consecuencias que pueden llegar a suponer.

Por este motivo, el uso de esta técnica supone un gran avance, ya que a diferencia de los demás END, la técnica PCRT sí es capaz de detectar el comienzo del fenómeno de fatiga antes de que aparezca el inicio de grieta. Además evita la participación subjetiva de un técnico, ya que el propio software determina en tiempo real si la pieza estudiada se encuentra en perfecto estado, o si ha sufrido algún problema estructural.

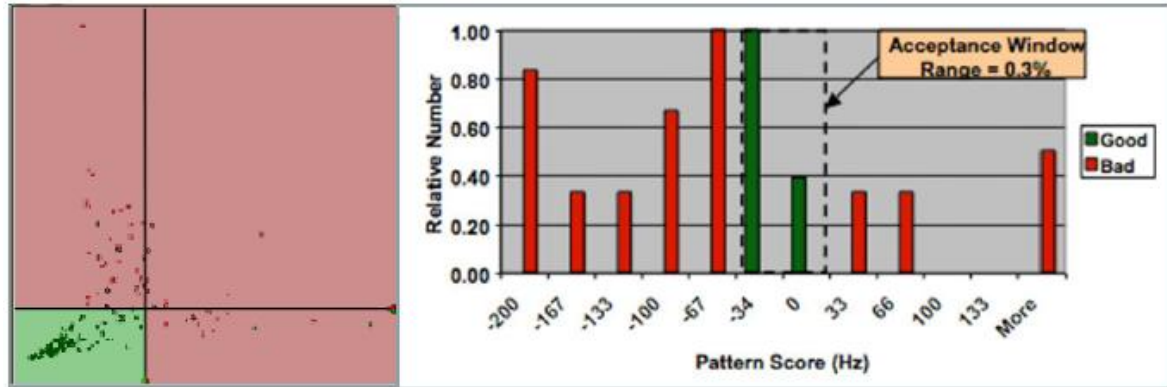


Figura 2.12 Clasificación de piezas en aceptadas y rechazadas

2.4.2 Monitoreo del fenómeno de fatiga mediante sistemas PCRT

A continuación se va a mostrar un caso de estudio [20], realizado en 2006 por la empresa Vibrant ® y llevado en conjunto con el Centro de Validación de Albuquerque para aluminio 6061 T6. El espectro de las frecuencias fue obtenido entre cada ciclo de carga. En la Figura 2.13 se muestra un extracto de los resultados que se obtuvieron.

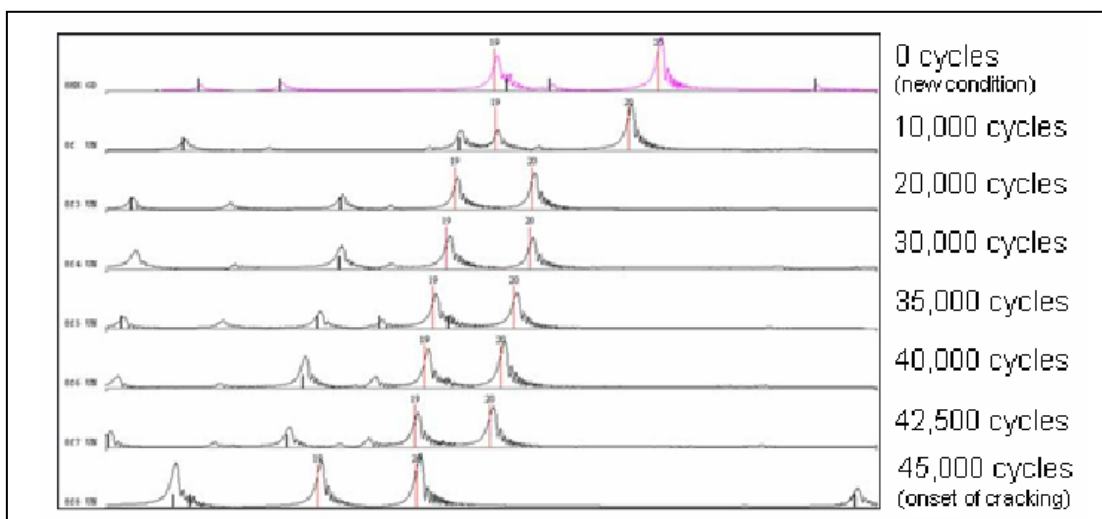


Figura 2.13 Modificación de las frecuencias naturales con el aumento del número de ciclos

Los datos muestran cambios de diferentes picos de resonancia con la acumulación de ciclos. El inicio de grieta fue inicialmente detectado por corrientes de Foucault para 45.000 ciclos. Sin embargo parece claro, al ver la figura, que el cambio en la frecuencia y con ello las propiedades elásticas del material, comienza lentamente y se produce desde las primeras etapas del estudio.

A su vez, se realizó el seguimiento de la elongación de la pieza, y en la Figura 2.14 está representada la relación existente el número de ciclos de carga frente al porcentaje de cambio de frecuencia y elongación. Nótese que los cambios en los valores de frecuencia no son proporcionales a la elongación y se puede observar como los cambios de frecuencia son no lineales a lo largo de todo el rango que cubre el estudio.

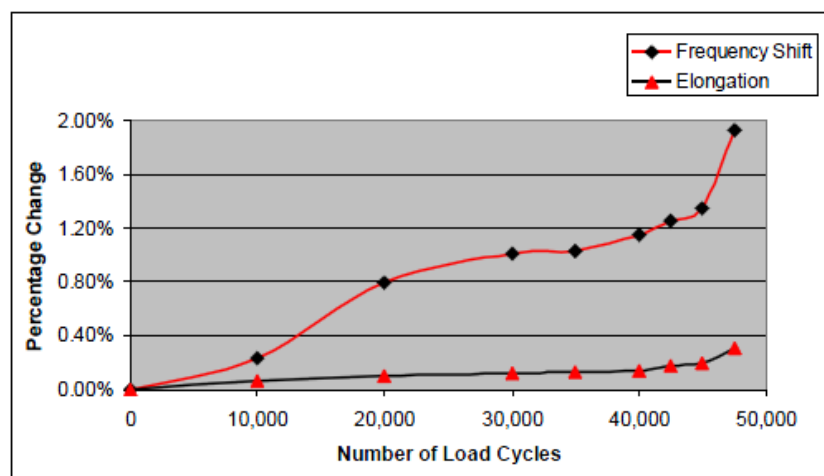


Figura 2.14 Relación número de ciclos/porcentaje de cambio de elongación y frecuencias propias

La capacidad de los sistemas PCRT para realizar el seguimiento del fenómeno de fatiga fueron comprobados también en componentes aeronáuticos ferrosos. Diferentes piezas fueron sometidas a fatiga y sus frecuencias propias fueron estudiadas y monitorizadas. Estos estudios han demostrado que los sistemas PCRT pueden detectar cambios en el espectro de frecuencias que preceden al inicio de grietas y que los cambios de frecuencia son proporcionales al tamaño de grieta mientras esta se propaga.

La figura 2.15 muestra el resultado del estudio del comportamiento modal de un eje ferroviario realizado por la empresa italiana Luchinni centrado en la banda de frecuencias 8 - 9.5 KHz, comparando los valores de frecuencias obtenidos para el eje nuevo (en azul) con el eje agrietado (verde). En ella se puede apreciar como los picos de las frecuencias del eje agrietado se encuentran adelantados frente a los mismos picos del eje nuevo, es decir las frecuencias propias del eje con defecto son menores que las del eje nuevo.

WIDEM 19/06/2006 D2S-International: Axles Luchinni

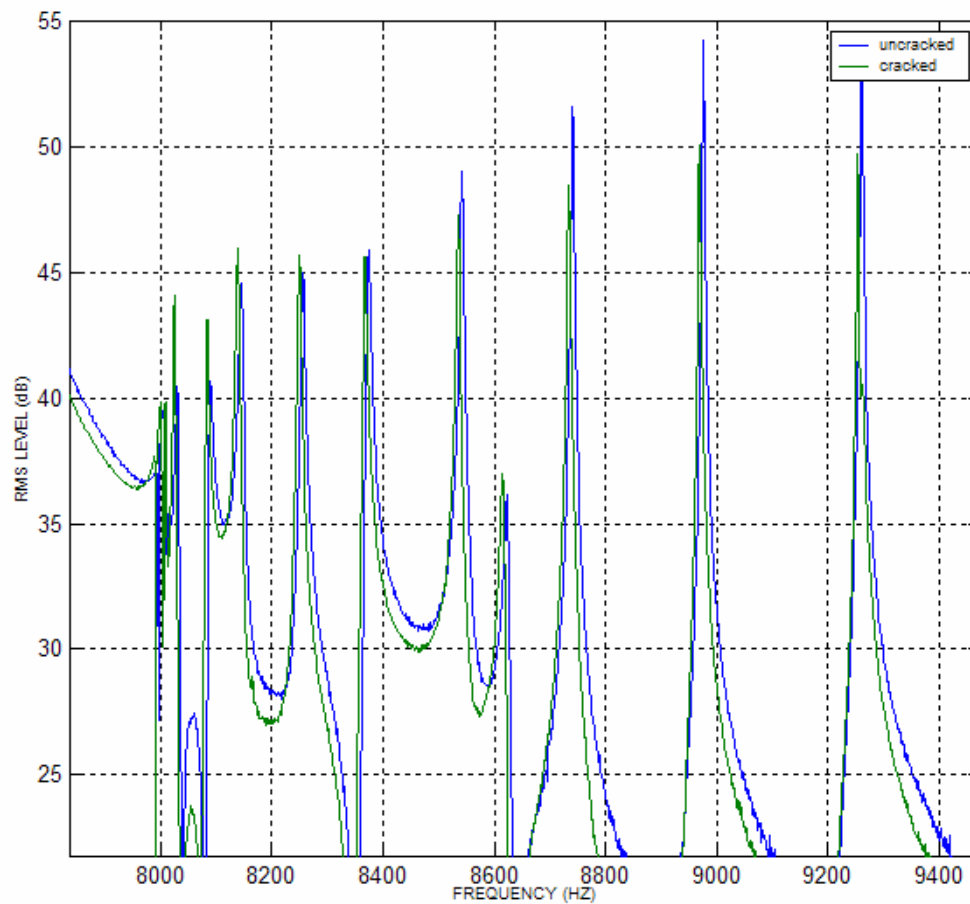


Figura 2.15 Estudio de eje ferroviario para la banda 8-9.5 KHz realizado por Luchinni

Con estos ejemplos queda claro que el estudio de las frecuencias propias es un elemento clave en la ingeniería moderna, y que aunque se han realizado avances muy significativos, es necesario continuar investigando con el fin de evitar errores mecánicos que puedan provocar desastres económicos, y con mayor preocupación, humanos. En este contexto, y siguiendo esta línea de investigación se desarrolla este proyecto.





CAPÍTULO 3

INTRODUCCIÓN A LOS FENÓMENOS DE FATIGA



3.1.- INTRODUCCIÓN

Una importante cantidad de máquinas o sistemas mecánicos que los seres humanos emplean para el desarrollo de distintas actividades están sometidos a lo largo de su vida útil a diferentes cargas, siendo éstas en la mayoría de los casos de carácter variable con el tiempo y causadas por fenómenos mecánicos, fluctuaciones de temperatura, inmersiones en ambientes químicamente corrosivos, contactos con rozamientos, o incluso una combinación entre algunos de estos fenómenos. La aplicación continuada de estas cargas, bien de forma cíclica o aleatoria puede converger en la aparición de pequeñas grietas en el material del cual está constituido dicho elemento mecánico. Por regla general estas grietas aparecen en la superficie de las piezas, y posteriormente van progresando a través del propio material, reduciendo así la capacidad para la cual se ha diseñado el componente, pudiendo desembocar en un fallo impredecible e inesperado por la fractura de la pieza. El fenómeno mencionado se conoce como fallo por fatiga y es el responsable de más del 50% de los fallos en componentes mecánicos pudiendo ocasionar grandes catástrofes tanto humanas como económicas e incluso medioambientales.

Es definido de una manera más general por las normativas ASTM como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total tras un número de ciclos”

La fatiga es la causante de la mayor parte de las roturas de las piezas en servicio, y su estudio precisa comprender que no es un fenómeno asociado al concepto clásico de plasticidad o daño, y que la rotura se produce bajo cargas que están aún dentro del período elástico del comportamiento del material. Las roturas por fatiga son especialmente peligrosas porque no suelen presentar indicios de fallo inminente, se producen de modo repentino y sin observar deformaciones plásticas de conjunto, lo que a lo largo de la historia ha provocado importantes accidentes. Uno de los aspectos más destacados a la hora de realizar el diseño de tales componentes y piezas es la vida esperada a fatiga, es decir, realizar una estimación del tiempo que la pieza será capaz de aguantar sin llegar a romperse durante su vida útil.

La fatiga estructural es un concepto prácticamente reducido a los metales, por lo que los primeros fallos debido a fatiga se encuentran en los primeros años de la revolución industrial, cuando los materiales metálicos comenzaron a ser utilizados de forma generalizada.

Se estima que en Gran Bretaña morían unas 200 personas al año entre 1860 y 1870 debido a accidentes en ferrocarril, siendo la mayoría motivados por problemas de fatiga en los ejes de las ruedas.

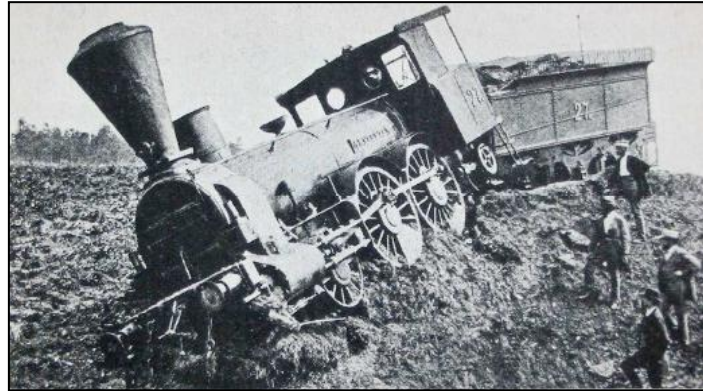


Figura 3.1 Accidente ferroviario debido al fallo en los ejes de la locomotora en Amstetten (Austria)

El fenómeno de fatiga se ha conocido recientemente. Desde el siglo pasado debido a su destacada importancia se le ha prestado una gran atención y se han realizado multitud de investigaciones y ensayos en la industria para intentar dar solución a este complejo problema. Mediante diferentes técnicas el ingeniero es capaz de estimar, con cierto rango de seguridad, la vida útil de los diversos componentes de las máquinas ayudándose de las expresiones que aporta la teoría clásica de la fatiga y, aunque no están del todo implantados, mediante programas o software de simulación que se aproximan de manera eficiente a los modelos reales y permiten resolver complejos sistemas mecánicos que serían prácticamente imposibles de realizar por uno o varios ingenieros, debido al elevado número de complejas ecuaciones que se presentan en los diversos problemas y al tiempo que conlleva el desarrollo de las mismas. A parte de esto, se le suman numerosos parámetros que influyen en el proceso y dado que algunos de los cuales no son conocidos de forma precisa, hacen que el problema esté aún sin resolver.

La carga variable en el tiempo es la principal causa de propagación de la grieta, pero a su vez dicha propagación también dependerá del tipo de material del cual esté constituido el elemento mecánico, que tendrá asociado unas propiedades específicas. La naturaleza aleatoria de las propiedades del material hace que la vida de crecimiento de grieta de distintos elementos de un mismo material y sometido a cargas idénticas, pueda dar valores significativamente diferentes.

Las determinaciones experimentales son caras y conllevan un gran consumo de tiempo, de ahí la importancia del desarrollo de métodos de análisis fiables. Sin embargo, los análisis de crecimiento se hacen normalmente a partir de datos obtenidos en ensayos con carga de amplitud constante y la extrapolación del conocimiento y de los datos experimentales obtenidos en amplitud de carga constante a los casos reales de carga, no es un problema sencillo. Unido al desconocimiento real de la secuencia de aplicación de las cargas, las cuales necesitan ser definidas estadísticamente, se produce el denominado efecto de secuencia o de interacción de cargas debido a la irregularidad de las mismas.

El incremento de la longitud de grieta en cada incremento de carga está condicionado por la historia previa, además de por la longitud de la grieta y los valores máximo y mínimo de tensión en cada ciclo. Los análisis de vida de crecimiento mediante



simulación ciclo a ciclo, permiten estudiar el comportamiento de una grieta bajo cargas de amplitud variable manteniendo el efecto de secuencia, y analizar la variabilidad en la vida que se produce al utilizar las distintas historias de carga representativas de un mismo proceso. La mayoría de estos modelos de simulación han sido contrastados mediante ensayos con cargas de amplitud constante, y en algunos casos con cargas de amplitud variable.

3.2.- HISTORIA DEL ANÁLISIS DE FATIGA

El fenómeno de fatiga fue descubierto a principios del siglo XIX con el avance de la maquinaria y los vehículos de transporte. Los primeros trabajos relacionados con la fatiga se atribuyen al ingeniero de minas alemán W. Albert, quien en 1829 realizó ensayos sometiendo a cargas y descargas sucesivas a eslabones de cadenas de elevadores. No obstante, el término fatiga para denominar el fallo de materiales debido a cargas repetidas fue introducido más tarde (Poncelet, 1839).

El interés en el estudio del fenómeno comenzó a crecer con el aumento de uso de estructuras férreas, particularmente puentes de ferrocarril. El primer estudio de fatiga en metales se inició en 1842 a raíz del que está considerado como el primer accidente ferroviario de la historia francesa, ocurrido en Versailles (Francia), donde el 8 de mayo de 1842 en la línea Paris Motparnase-Versailles Rive Gauche, un tren sobrecargado de pasajeros, descarriló cerca del paso a nivel de “Les Gardes”, a la salida del túnel de Meudon.

El tren era arrastrado por dos locomotoras, la de la cabeza con sólo dos ejes acoplados pesaba poco y la segunda, más potente y de más peso era de tres ejes acoplados. Los mecánicos y maquinistas no consiguieron ajustar las fuerzas de las dos locomotoras y en una vía sin pendiente, la segunda locomotora acabó subiéndose sobre la primera y los coches quedaron empotrados en un amasijo de hierros y madera junto a las dos máquinas. El fuego de los hogares se extendió tan rápidamente entre los coches que estos prendieron casi al instante. La indisciplinada conducta de los viajeros por aquel entonces obligaba a tener las puertas de los coches cerradas con llave, según establecía la normativa vigente, y como consecuencia de ello, muy pocos pudieron librarse de las llamas.



Figura 3.2 Retrato de época sobre la denominada Catástrofe de Meudon

En 1843, William John Macquorn Rankine, ingeniero y físico escocés que más tarde se haría famoso por sus contribuciones a la ingeniería mecánica, reconoció las características distintivas de la fractura por fatiga e hizo notar el peligro de los concentradores de tensión en los componentes de máquinas como podrían ser los diversos cambios de sección, ángulos pronunciados, ranuras, taladros, etc.

La British Institution of Mechanical Engineers comenzó a estudiar la llamada teoría de cristalización, que atribuía la rotura por fatiga a que se producía una cristalización de los metales debido a las vibraciones de los elementos en servicio. Esta primera explicación surgió debido al aspecto cristalino de la superficie de la fractura. Estas teorías servirían posteriormente a August Wöhler, ingeniero alemán.

Fue este mismo, A. Wöhler, durante las décadas de 1850 y 1860, quién realizó la primera investigación sistemática del fenómeno de fatiga. Wöhler trabajó en la industria del ferrocarril y realizó numerosos ensayos de laboratorio sometiendo probetas a esfuerzos alternos. Observó que la resistencia de los ejes de acero sometidos a cargas cíclicas era apreciablemente menor que su resistencia estática. Con estos ensayos introdujo el concepto de límite de fatiga al comprobar que las aleaciones de hierro parecían tener un límite por debajo del cual no se producía la rotura por muy grande que fuera el número de ciclos, así como el diagrama S-N (diagrama que relaciona el nivel de tensión con el número de ciclos hasta rotura de una probeta).

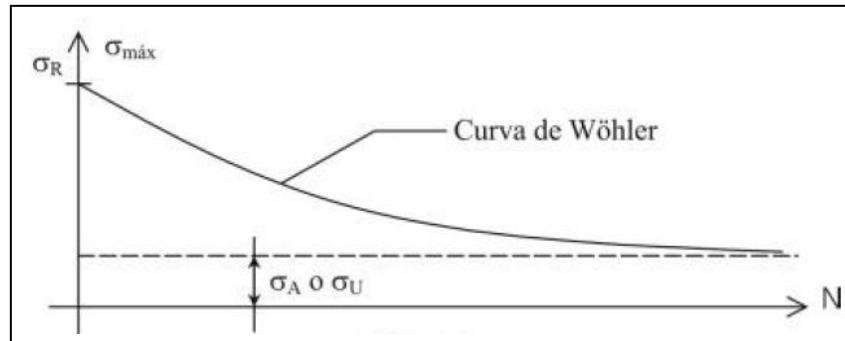


Figura 3.3 Curva de Wöhler

En 1874, el ingeniero alemán H. Gerber comenzó a desarrollar métodos para el diseño a fatiga, su contribución incluyó el desarrollo de métodos para el cálculo de la vida a fatiga para diferentes niveles medios de la tensión cíclica.

Problemas similares a los descritos anteriormente fueron abordados por Goodman y Soderberg (1899)

La idea de que el límite elástico de los metales con cargas cíclicas podía ser diferente a la observada en la deformación monotónica fue popularizada por Bauschinger (1886), quien confirmó muchos de los resultados anteriores de Wöhler.

A principios de siglo Ewing y Humphrey (1903) utilizaron el microscopio óptico y observaron la formación de líneas y bandas de deslizamiento que desembocaban en la

formación de microgrietas en el material. Se descartó entonces la vieja teoría de la cristalización del material.

Durante la primera mitad del siglo XX se obtuvieron gran cantidad de datos experimentales relacionando la resistencia a fatiga con factores tales como la geometría y tamaño de las piezas, condiciones ambientales, acabado superficial, estructura metalográfica, etc. Las investigaciones en este periodo permitieron el desarrollo de los modelos de daño acumulado para predecir el fallo por fatiga (Palmgren, 1924; Miner, 1945).

La idea de que las deformaciones plásticas son las responsables del daño en el material fue establecida por Coffin y Manson, quienes en la década de los 60 propusieron una relación empírica entre el número de inversiones de carga hasta rotura y la amplitud de la deformación plástica. La denominada relación Coffin-Manson es el método de caracterización de fatiga basado en las deformaciones más ampliamente utilizado.

El análisis de tensiones de Inglis (1913) y el concepto energético de Griffith (1921) aportaron el tratamiento cuantitativo de la fractura frágil. No obstante, estas ideas no pudieron ser aplicadas directamente para caracterizar el fallo por fatiga en los materiales metálicos. Un avance en esta dirección vino con los estudios de Irwin (1957) quien mostró que la amplitud de la singularidad de tensiones delante de una grieta podía ser expresada en términos de una cantidad conocida como factor de intensidad de tensiones K ,

Paris y Erdogan fueron los primeros en sugerir que el incremento de longitud de grieta por ciclo, da/dN , podía relacionarse con el rango del factor de intensidad de tensiones, ΔK , bajo cargas de amplitud constantes.

En las últimas décadas, con el desarrollo y creación de máquinas más sofisticadas, comienza la realización de ensayos con cargas complejas (amplitud variable). Durante el crecimiento de una grieta con cargas de amplitud variable se produce lo que se denomina efecto de secuencia o de interacción debido a la irregularidad de la carga, dicho efecto fue puesto de manifiesto en la década de los 60.

3.3.-DIAGRAMA DE FATIGA S-N (TENSIÓN- NÚMERO DE CICLOS)

Al principio del estudio de la rotura por fatiga de elementos mecánicos se supuso que el origen de la misma se encontraba en alguna imperfección del material (discontinuidades, oclusiones, etc.). Para poder estudiar el fenómeno de fatiga se diseñó un ensayo en el cual se sometía a una probeta de sección circular a un esfuerzo de flexión fijo y se ponía a girar. De esta forma y normalizando las características geométricas de la probeta y ambientales del laboratorio surgió el ensayo de viga rotatoria.

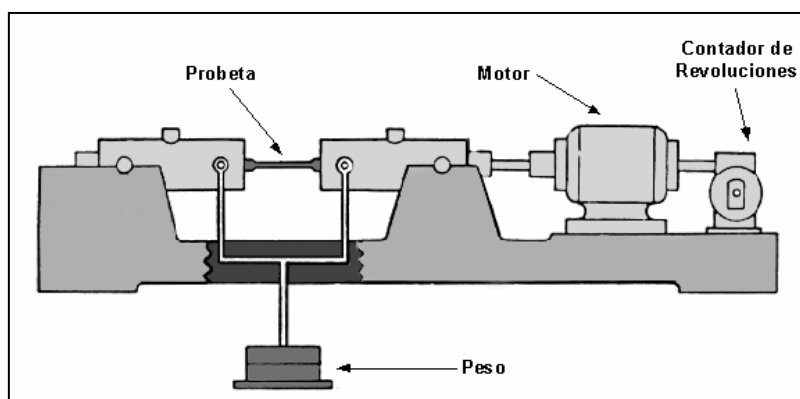


Figura 3.4 Ensayo de viga rotatoria

Realizando este ensayo múltiples veces (mínimo 8 ensayos) modificando el esfuerzo de flexión, obtenemos el número de ciclos que dura la probeta. La curva obtenida es la llamada curva de Wöhler, curva de fatiga o simplemente curva S-N, que representa la duración de la probeta, expresada en número de ciclos hasta la rotura, N , en función de la tensión aplicada.

El diagrama de fatiga en los materiales férreos suele tener tres zonas claramente diferenciadas, que pueden observarse en la Figura 3.5.

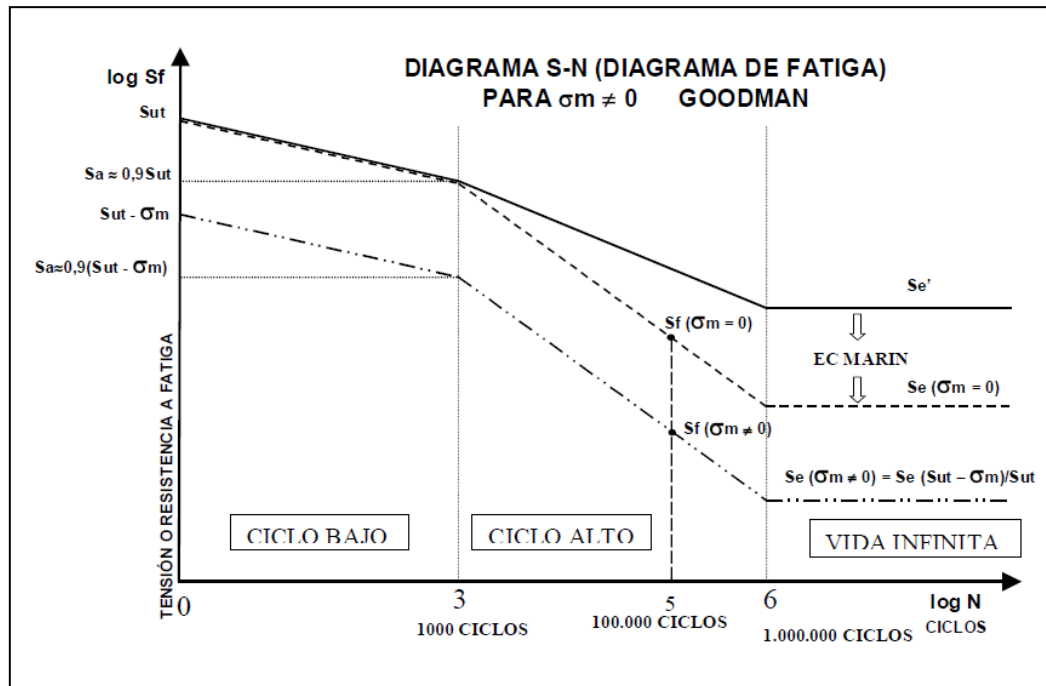


Figura 3.5 Diagrama S-N

- Zona de ciclo bajo**

Se sitúa normalmente por debajo de los 10^3 o 10^4 ciclos, dependiendo de los autores. En esta zona el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas, pero con una leve reducción de la resistencia.

- Zona de ciclo alto**

Hasta 10^6 o 10^7 ciclos para los aceros, según autores. Esta zona muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al mismo tiempo se comprueba que el material se comporta de manera diferente a como lo hace frente a cargas estáticas.

- Zona de vida infinita**

Existe un valor de la tensión por debajo del cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. La tensión a la que se produce este efecto se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o *límite de fatiga sin corregir* (S_e').

A lo largo de los años se han tratado de buscar, mediante la relación de numerosos ensayos, correlaciones entre los valores de la resistencia a rotura en tracción S_{ut} y del límite de fatiga de la probeta rotatoria S_e' . Dependiendo del material, se pueden admitir las siguientes aproximaciones:

Hierros y aceros forjados

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 700 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$$

Aceros colados

$$S'_e = 0.45 \cdot S_{ut} \quad S_{ut} \leq 600 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 275 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 600 \text{ MPa}$$

Los valores de la resistencia y el límite de fatiga comentados anteriormente son válidos para las condiciones que indican los protocolos de los ensayos normalizados. Estas probetas son de reducido tamaño, cuidadosamente construidas, pulidas y montadas en la máquina de ensayos. Además, las condiciones ambientales durante el ensayo también están controladas, se cuida con especial atención que no se introduzcan efectos de carga no deseados.

Sin embargo, una pieza cualquiera de una máquina tiene un tipo de construcción y una forma de trabajo que no se parecen casi nunca a las de la probeta. Es por ello por lo que en la práctica se recurre a la utilización de coeficientes modificativos, empíricamente obtenidos, para adaptar o ajustar los valores del comportamiento a fatiga de las probetas a los de cada pieza.

El resultado de la aplicación de estos factores es la obtención del límite de fatiga corregido S_e , que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento.

El conocimiento del fenómeno de fatiga es de vital importancia en ingeniería mecánica. Las grietas que serán estudiadas mediante el análisis modal del eje posteriormente, son grietas típicamente producidas por fatiga. Por tanto se considera necesario este capítulo introductorio a la teoría de fatiga. Sin embargo, el objetivo del presente proyecto no es la realización de un estudio a fatiga de un eje ferroviario, ni analíticamente, ni mediante simulación por software. Por este motivo no se profundizará más en los numerosos y densos conceptos asociados al cálculo de este fenómeno.

3.4.-FASES DE PROPAGACIÓN DE GRIETAS

La historia de una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas: una etapa de iniciación, una de propagación estable y finalmente una propagación acelerada que conduce al fallo del componente.

- ***Iniciación***

Las cargas alternas producen deformaciones plásticas en los granos materiales más próximos a la superficie. Cuando se deforma uno de estos granos situado en la superficie se genera un escalón que inmediatamente se oxida. La deformación en sentido contrario acontece en otro plano, de esta manera se forma otro escalón que se oxida. La repetición de este ciclo de deformación, oxidación y bloqueo acaba por formar protuberancias o entrantes en la superficie original del sólido, que concentran tensiones. La situación se agrava y termina por aparecer una microgrieta a partir de estos defectos superficiales que se propaga a lo largo de las bandas persistentes de deslizamiento (formando 45° con la dirección de la tracción).

- ***Propagación***

La grieta continúa su crecimiento en dirección perpendicular al esfuerzo aplicado (dirección óptima, la grieta requiere de esta manera menor trabajo para continuar su propagación). A partir de este punto, la velocidad de propagación se ajusta a la ley de Paris. En esta etapa las grietas generalmente son finas y de difícil detección, aún cuando se encuentran próximas a producir la rotura de la pieza.

- ***Rotura***

Las grietas aumentan de tamaño, los extremos de las mismas continúan avanzando por continua deformación por cizalladura. De esta manera, el deterioro de la pieza continúa hasta un punto en el que la sección útil de la pieza es muy reducida y es incapaz de resistir la carga. Finalmente se produce la rotura repentina. En esta etapa la velocidad de crecimiento es tan grande que el número de ciclos consumidos apenas cuenta en la vida total de la pieza.

Visualmente podemos identificar claramente las zonas afectadas durante cada etapa. Dependiendo del tipo de rotura que tengamos (lenta o rápida) el tamaño respectivo a cada etapa será mayor o menor.

En la etapa inicial la zona se caracteriza por un aspecto liso. Durante la etapa de propagación se pueden observar las comúnmente llamadas marcas de playa y estrías. Se trata de crestas concéntricas que se expanden desde los puntos de iniciación. La zona de fractura se caracteriza por el aspecto rugoso, fruto de la rotura repentina. En la Figura 3.6 se puede apreciar las 3 fases de forma muy clara.

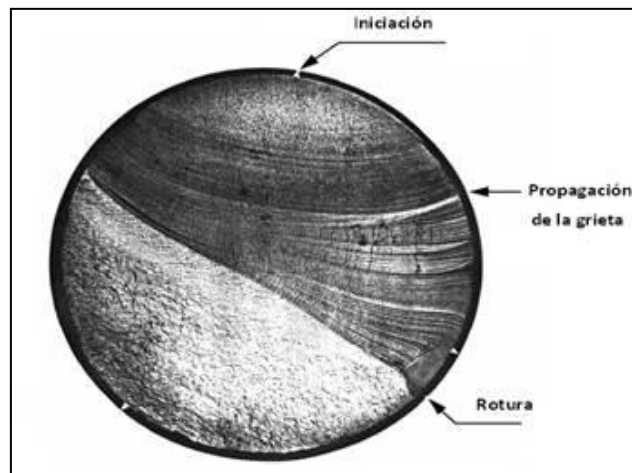


Figura 3.6 Esquema fases rotura por fatiga

3.5.-ESTADO DEL ARTE

Las investigaciones realizadas hasta hoy día son muy numerosas, la disponibilidad de máquinas cada vez más complejas y precisas, de técnicas de medición y detección de grietas cada vez más pequeñas, la aplicación de la Mecánica de la Fractura, tanto elástica como lineal como elasto-plástica, así como un mejor conocimiento del gradiente de tensiones y deformaciones en el fondo de la entalla, han permitido un gran desarrollo en el cálculo de la vida a fatiga de elementos mecánicos y un aumento de la fiabilidad de los mismos. Hay que destacar no obstante, que a pesar del enorme esfuerzo invertido durante los últimos 180 años, aún no se posee un conocimiento completo del fenómeno de la fatiga de materiales.

Los ejes de ferrocarril son componentes críticos en cuanto a seguridad se refiere en la industria ferroviaria. Son uno de los primeros elementos sujetos a un alto número de ciclos de carga repetitiva y, debido a la rotación, cada vez que el eje gira un punto en la superficie pasa de estar de un estado de compresión a un estado de tracción de igual magnitud.

Los fallos por fatiga en ejes ferroviarios cada vez son menos comunes, siempre y cuando se sigan unos protocolos de mantenimiento que aseguren la fiabilidad de la pieza. Sirva de ejemplo que en el Reino Unido por ejemplo, durante los últimos 25 años ha habido una media de 1,6 fallos de ejes por año, de una población de unos 180.000 ejes en servicio. Sin embargo, a pesar de ser un dato optimista no hay que olvidar que las consecuencias de la rotura de un eje son potencialmente muy peligrosas.

En Canadá entre 1997 y 2007 se registraron 35 roturas de ejes, en todos los casos la rotura fue acompañada de descarrilamiento.



Figura 3.7 Descarrilamiento en Ontario Canadá 2007

El 29 de Junio de 2009 tuvo lugar en Viareggio, al noroeste de Italia, el que está considerado como uno de los accidentes ferroviarios más graves en la historia de Italia. El accidente tuvo lugar poco después de la medianoche al explotar un tren de mercancías que transportaba GLP mientras pasaba por la estación, que se halla en pleno centro de la ciudad. Según la reconstrucción de los hechos, el tren sufrió la rotura de uno de los ejes y descarriló, provocando la fuga de gas que generó la explosión. Al menos 24 personas perdieron la vida en el accidente, y decenas de los viajeros resultaron heridos [21].



Figura 3.8 Bomberos extinguen uno de los vagones tras la explosión de un tren de mercancías en Viareggio 2009



Figura 3.9 Estado de la vía tras el accidente en Viareggio

Este accidente demuestra de forma dramática la necesidad de seguir realizando investigaciones que permitan ajustar los diseños, los criterios de tolerancia al daño y los planes de mantenimiento para alcanzar el objetivo de cero fallos en servicio. En respuesta a este accidente diversos proyectos internacionales están siendo llevados a cabo, entre los cuales destaca el proyecto EVIC, que unifica los criterios de inspección de ejes en toda Europa.





CAPÍTULO 4

MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS



4.1.- INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos es un procedimiento numérico que se emplea para resolver problemas de ingeniería y de física matemática. En los elementos con geometrías complejas, a los que se les aplican determinados sistemas de cargas y están constituidos por materiales diversos, generalmente no es posible obtener una solución matemática exacta de forma analítica.

Las expresiones analíticas son aquellas que se basan en fórmulas matemáticas para obtener los valores de las variables desconocidas deseadas, en cualquier lugar de un cuerpo objeto de estudio y son válidas para cualquier punto de este. Este tipo de soluciones generalmente requieren ser resueltas mediante ecuaciones diferenciales parciales u ordinarias, que por la complejidad de la geometría, sistema de cargas o por las propiedades de los materiales empleados generalmente no se pueden resolver. Esto nos llevaría a aplicar una serie de hipótesis que simplifiquen el modelo, que pueden influir en la precisión del resultado final.

Por lo tanto, se ha de confiar en los métodos numéricos, como el de los elementos finitos, mediante el cual, la solución del problema se da resolviendo un sistema de ecuaciones en diferencias de forma iterativa en vez de un sistema de ecuaciones diferenciales.

Se denomina discretización a la transformación de un sistema continuo en otro equivalente formado por pequeñas entidades o unidades de pequeño tamaño (elementos finitos) de geometría simple, interconectadas en los puntos comunes de dos o más elementos, líneas de contorno o superficies.

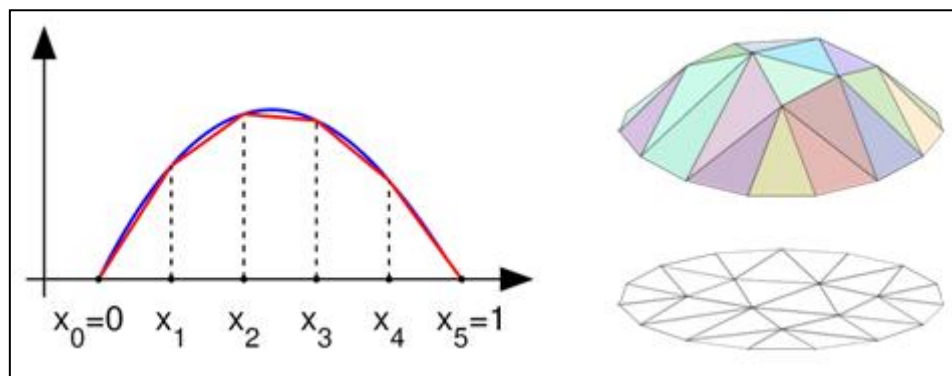


Figura 4.1 Discretización en elementos finitos

Mediante este procedimiento, en lugar de solucionar el problema de dominio en una sola operación, se aplican las leyes físicas a cada uno de los elementos finitos y al combinarlos se obtiene la solución total. La exactitud del método depende del número de elementos discretos en el que dividamos el modelo continuo.

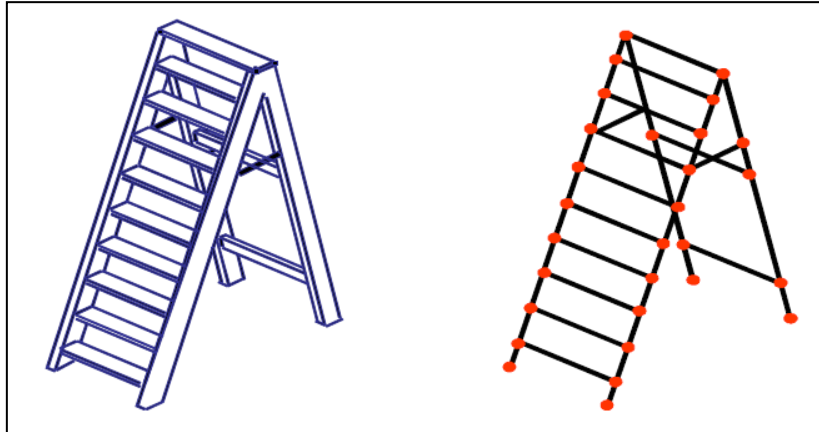


Figura 4.2 Sistema “real” y sistema de elementos finitos

Normalmente, la solución de problemas de tipo estructural se basa en la determinación de los desplazamientos en cada nodo y de las tensiones dentro de cada uno de los elementos que componen la estructura, que se someten a las cargas aplicadas.

Debido a la complejidad del cálculo se ha de recurrir a las nuevas tecnologías para agilizarlo. Por ello, el método de los elementos finitos (MEF) surge de la aplicación de los planteamientos matriciales apoyándose sobre el desarrollo de los ordenadores y de los procedimientos numéricos para los mismos. En su desarrollo ha influido fundamentalmente el progreso en la tecnología de los ordenadores y de sus periféricos y los avances teóricos de nuevos conceptos computacionales.

El método de elementos finitos (MEF) se ha convertido en un elemento clave e indispensable en la tecnología, modelización y simulación de sistemas de ingeniería avanzada en diversos campos como la vivienda, transporte, comunicaciones, etc. En la construcción de sistemas de ingeniería avanzada, ingenieros y diseñadores realizan un sofisticado proceso de modelización, simulación, visualización, análisis, diseño, prototipos y pruebas antes de llegar a la fabricación del citado sistema para garantizar su viabilidad y rentabilidad. Algunos de los procedimientos se repiten sobre la base de los resultados obtenidos en una etapa con la finalidad de lograr un rendimiento óptimo al menor coste para el producto a construir. Por lo tanto, las técnicas relacionadas con la modelización y simulación de forma rápida y eficaz juegan un papel cada vez más importante y la aplicación del método de elementos finitos se multiplica en numerosas ocasiones por este motivo.

4.1.1.- Elementos básicos de los modelos MEF.

- **Nodo**

Un nodo es un punto de unión entre los elementos en los que se dividen las piezas del modelo. De este modo, cada nodo ocupará una posición de coordenadas en el espacio donde están definidos los grados de libertad. Los grados de libertad asociados a este punto representan los posibles movimientos que éste puede describir al someter a carga la estructura, además de qué fuerzas y momentos se transfieren de un elemento al siguiente. Los resultados de un análisis por elementos finitos (desplazamientos, tensiones, etc.) suelen darse por nodos.

Los grados de libertad de un nodo (que dependen del tipo de elemento) indican también qué tipos de fuerzas y de restricciones se transmiten a través del nodo hasta el elemento. Una fuerza (axial o cortante) equivale a un grado de libertad de traslación. Un momento equivale a un grado de libertad de rotación. Así, para poder transferir un momento en torno a un determinado eje, el nodo debe tener ese grado de libertad. Si un nodo no posee ese grado de libertad de rotación, la aplicación de un momento a ese nodo no tendrá efecto alguno sobre el análisis. Del mismo modo, refrenar ese nodo con una condición de contorno rotacional no tendrá consecuencia alguna, puesto que el nodo no será capaz de transmitir el momento.

- **Elemento**

El elemento es el bloque constructivo básico del análisis por elementos finitos. Supone una relación matemática que define la interrelación entre los grados de libertad de un nodo y los del siguiente. Existen diferentes tipos básicos de elementos. Así, la elección del tipo de elemento que se empleará para realizar el análisis por MEF dependerá del tipo de modelo que se vaya a estudiar. Los principales tipos de elementos son:

- *Viga*: Empleados para análisis de dos o tres dimensiones de elementos que sean suficientemente esbeltos. Sólo se representan con una dimensión: longitud.

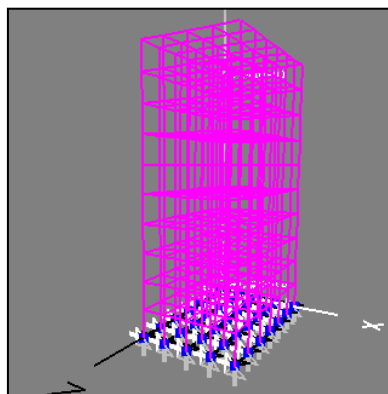


Figura 4.3 Mallado con elementos tipo viga

- **Placa:** Utilizados para estructuras de paredes delgadas. En estos, se supone que la tensión varía linealmente en el espesor.

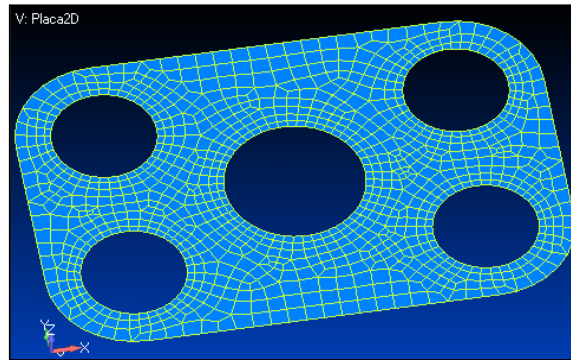


Figura 4.4 Mallado con elementos tipo placa

- **Sólido:** Es el tipo de elemento más general. Existen varios tipos de elementos sólidos según sea la forma del objeto de estudio: bloque, tetraedro, hexaedro...

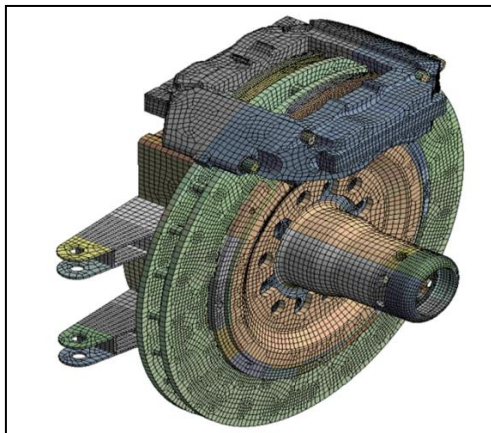


Figura 4.5 Mallado con elementos tipo sólido

4.2.- ALGORITMO DE RESOLUCIÓN DE PROBLEMAS

A continuación se describen las fases típicas en la resolución de problemas mediante herramientas basadas en elementos finitos.

- ***Definición de la geometría objeto de estudio***

Consiste en la obtención de un dibujo en 2D o 3D, en malla de alambre, de las formas de los diferentes objetos en los que se pretenden resolver las ecuaciones de campo. Para efectuar este cometido los MEF suelen tener una herramienta CAD por debajo.

- ***Asignación de las propiedades físicas de los materiales***

Es aquí donde se definen las propiedades mecánicas, térmicas, eléctricas, etc. para cada uno de los objetos que se han generado en la fase anterior. Los MEF suelen tener una base de datos de propiedades de materiales, de forma que la asignación de propiedades se realice de forma más cómoda.

- ***Asignación de las condiciones de contorno***

En esta fase se definen propiedades de contorno, tales como restricciones, temperaturas exteriores, etc.

- ***Aplicación de las cargas***

Se entiende por cargas, las fuentes activas de campo. Éstas pueden ser, fuerzas puntuales, presiones, generaciones de calor, etc.

- ***Mallado de la geometría***

La geometría objeto de estudio se divide en diferentes elementos en los que se resuelven las ecuaciones de campo. El mallado se puede realizar por defecto, o bien el usuario del MEF puede crearla para dar mayor densidad de nodos en aquellas zonas que lo necesiten. El mallado es una tarea clave para que los resultados sean lo más cercanos a la realidad y habitualmente se establece un compromiso de exactitud/tiempo de cálculo.

- ***Resolución del sistema***

En esta fase del proceso se aplica el método de análisis por elementos finitos para obtener la solución del problema físico de forma iterativa. La solución se obtiene en cada uno de los elementos en que se descompone la geometría, aunque siempre es posible sumar o integrar estos pequeños elementos en una región determinada, ya sea área o volumen.

- ***Análisis de la solución***

Una vez obtenida la solución, es posible representar gráficamente la distribución que se trate.

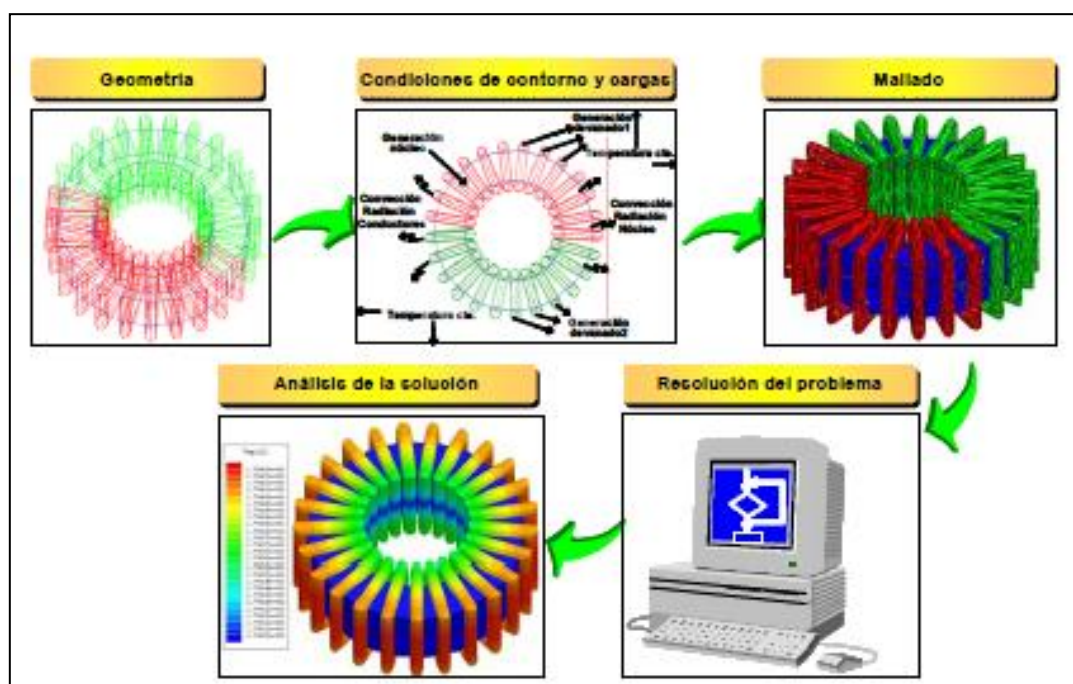


Figura 4.6 Proceso de obtención de la solución mediante herramientas MEF

4.3.- APLICACIONES

El método de los elementos finitos se puede utilizar para estudiar tanto problemas estructurales como no estructurales. Las áreas típicas de resolución de problemas estructurales son:

- Análisis de tensiones en el modelo, especialmente los relacionados con la concentración de estas que generan agujeros, flancos y otros cambios en la geometría del cuerpo.
- Pandeo.
- Estudio de vibraciones, para evitar efectos indeseados si el sistema trabaja a frecuencias cercanas a su frecuencia propia.

Dentro de los problemas no estructurales se incluyen:

- Transferencias de calor.
- Flujo de fluidos, incluyendo filtración a través de medios porosos.
- Transporte de masa.
- Distribución de potencial electromagnético.

Además encontramos que también se aplica este método a algunos problemas de ingeniería biomecánica (que pueden incluir el cálculo de tensiones) como el análisis de la columna vertebral, el cráneo, las articulaciones, implantes dentales, el corazón o los ojos. Algunos economistas ya han propuesto la utilización de herramientas FEM para la simulación de situaciones económicas.

4.4.- VENTAJAS Y LIMITACIONES

Las principales ventajas que supone el empleo de herramientas MEF son las siguientes:

- Se pueden crear cuerpos de modelos irregulares fácilmente.
- Aplicación de las condiciones de carga sin dificultad.
- El cuerpo del modelo puede estar compuesto de diferentes materiales ya que las ecuaciones en cada pequeño elemento se evalúan individualmente.
- Se pueden aplicar un ilimitado número de condiciones de contorno.
- Variar el tamaño de los elementos para hacer posible el uso de pequeños elementos cuando sea necesario.
- Alterar el modelo de elementos finitos es relativamente fácil y barato.
- Incluye efectos dinámicos.
- Manejar el comportamiento no lineal existente con grandes deformaciones y materiales no lineales.

Por el contrario, en general el empleo de herramientas MEF tal como se usa actualmente presenta algunas limitaciones:

- Calcula soluciones numéricas concretas y adaptadas a unos datos particulares de entrada pero no puede hacerse un análisis de sensibilidad sencillo que permita conocer como variará la solución si alguno de los parámetros se altera ligeramente. Es decir, proporciona sólo respuestas numéricas cuantitativas concretas no relaciones cualitativas generales.
- Proporciona una solución aproximada cuyo margen de error en general es desconocido. Si bien algunos tipos de problemas permiten acotar el error de la solución, debido a los diversos tipos de aproximaciones que usa el método, los problemas no-lineales o dependientes del tiempo en general no permiten conocer el error.
- La mayoría de aplicaciones prácticas requiere mucho tiempo para ajustar detalles de la geometría, existiendo frecuentemente problemas de mal condicionamiento de las mallas, desigual grado de convergencia de la solución aproximada hacia la solución exacta en diferentes puntos, etc. En general una simulación requiere el uso de numerosas pruebas y ensayos con geometrías simplificadas o casos menos generales que el que finalmente pretende simularse, antes de empezar a lograr resultados satisfactorios.

El análisis estructural mediante el método de los elementos finitos permite al diseñador detectar problemas de tensiones, vibraciones, temperaturas durante el proceso de diseño, para evaluar los posibles cambios en el mismo antes de la posible construcción de un prototipo. Así pues, la confianza en la aceptabilidad del prototipo es mayor. Además, si se utiliza correctamente, el método puede reducir el número de prototipos que deben ser contruidos antes de la fabricación del producto final.



CAPÍTULO 5

PRO/ENGINEER WILDFIRE 5.0



5.1.-INTRODUCCIÓN A PRO/ENGINEER

Pro/Engineer Wildfire 5.0 (recientemente renombrado Creo Elements/Pro) es un producto de CAD/CAM/CAE de PTC Corporation (Parametric Technology Corporation). Fue el primero en comercializarse como software asociativo de modelado paramétrico. La aplicación funciona bajo Microsoft Windows y Unix (todos los datos son permutables entre estas plataformas sin ser necesario algún tipo de conversión), y cuenta con las posibilidades de diseño de elementos sólido, creación de conjuntos y proyectos, análisis de elementos finitos, CN y herramientas de funcionalidad para ingenieros mecánicos.

La familia de soluciones integradas CAD/CAM/CAE de Pro/ENGINEER aporta a los ingenieros y diseñadores una ventaja distintiva, ya que Pro/ENGINEER es completamente asociativo. Es decir, cualquier cambio que se efectúe en el diseño se refleja automáticamente en todos los elementos subsecuentes, sin necesidad de convertir datos.

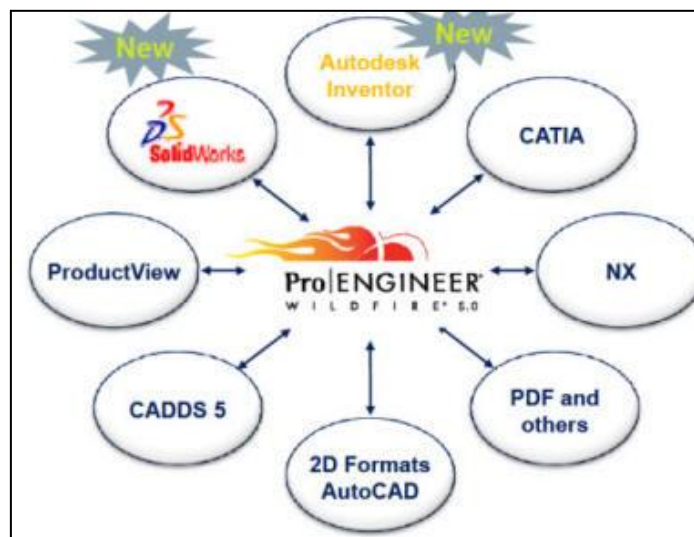


Figura 5.1 Software con compatibilidades muy diversas

Creado a mediados de los 80, Pro/ENGINEER fue el primer sistema de diseño 3D CAD paramétrico. El diseño paramétrico utiliza parámetros, dimensiones, rasgos y relaciones para captar el comportamiento deseado del producto y crea una lista que permite la automatización y la optimización del diseño y de sus consiguientes procesos de desarrollo del producto.

PTC ha lanzado varias versiones, desde las versiones “Wildfire” la interfaz gráfica de usuario ha cambiado de manera drástica haciendo al programa más intuitivo y fácil de aprender.

Tabla 1 Versiones de Pro/ENGINEER

Pro/ENGINEER 8.0 1991	Pro/ENGINEER 9.0 1992	Pro/ENGINEER 10.0 1993
Pro/ENGINEER 11.0 1993	Pro/ENGINEER 12.0 1993	Pro/ENGINEER 13.0 1994
Pro/ENGINEER 14.0 1994	Pro/ENGINEER 15.0 1995	Pro/ENGINEER 16.0 1996
Pro/ENGINEER 17.0 1997	Pro/ENGINEER 18.0 1997	Pro/ENGINEER 19.0 1998
Pro/ENGINEER 20.0 1998	Pro/ENGINEER 2000i 1999	Pro/ENGINEER 2000i2
Pro/ENGINEER 2001	Pro/ENGINEER Wildfire1.0	Pro/ENGINEER Wildfire 2.0
Pro/ENGINEER Wildfire 3.0	Pro/ENGINEER Wildfire 4.0	Pro/ENGINEER Wildfire 5.0

NOTA: Durante la realización de este proyecto PTC ha lanzado una nueva versión denominada Creo Elements 5.0, de la que aún no se dispone de licencia. No obstante, atendiendo a los videos que muestra PTC [17] la interfaz de usuario y las posibilidades que ofrece parecen ser las mismas (a falta de poder comparar ambas versiones a fondo).

La versión que se va a utilizar para realizar el estudio en este proyecto será la última que aparece en la tabla, es decir Pro/ENGINEER Wildfire 5.0

Pro/ENGINEER proporciona un completo set de diseño, análisis y capacidades de fabricación sobre una única plataforma integral escalable. Estas capacidades incluyen modelado de sólidos, modelado de superficies, renderización, interoperabilidad de datos, diseño de sistemas dirigidos, simulación, análisis de tolerancias, diseño de mecanizado y CN.

Todos los datos son asociativos y permutables entre el CAD, CAE y módulos sin conversión. Un producto y sus listas de material enteras (BOM) pueden ser modelados con exactitud con dibujos totalmente asociativos procedentes de ingeniería, y la revisión controla la información.

Pro/ENGINEER es una aplicación más del amplio sistema de desarrollo de producto desarrollado por PTC. Se une a otras soluciones del PTC incluyendo Windchill (gestión de contenidos y procesos), ProductView (simulación avanzada y visualización interactiva), Mathcad (cálculos de Ingeniería) y Arbortext (publicación dinámica).

5.2.-FUNCIONES DEL PROGRAMA

Dentro de las funciones que proporciona este software se encuentran las siguientes:

- **Prestaciones CAD 3D de Pro-ENGINEER:**

- Permite crear rápidamente productos de gran calidad con una amplia gama de funciones básicas de modelo, creación de planos 2D y 3D, chapa, soldadura y modelado de superficies entre otros.
- Permite aumentar la calidad de los modelos, fomentar la reutilización de piezas y reducción de los errores en los modelos.
- Reduce los costes disminuyendo la proliferación de nuevos números de pieza.
- Responde a las necesidades de creación de superficies complejas.
- Permite crear formas innovadoras y los recursos existentes en Internet para conseguir un proceso de desarrollo de productos con un alto nivel de eficiencia.

- **Pro-ENGINEER Advanced Assembly:**

- Presenta la opción de compartir y gestionar datos de diseño de conjuntos con mayor eficiencia utilizando interfaces predefinidas de modelos de esqueleto.
- Define y automatiza la aplicación de reglas de diseño para que sólo se creen las relaciones adecuadas en el contexto de los diseños, lo que hará que éstos puedan ser modificados y reutilizados con facilidad.
- Desarrolla pasos secuenciales exclusivos para generar modelos, vistas y listas LDM independientes en cada paso del proceso del conjunto.
- Permite proteger la propiedad intelectual con la tecnología ShrinkwrapTM.

- **Pro-ENGINEER Interactive Surface Design:**

- Presenta la posibilidad de utilizar esbozos de conceptos 2D como referencia visual “aproximada” en la creación de modelos 3D.
- Conceptualmente se comienza por el desarrollo de la geometría desde cero o a partir de un esbozo, de conjuntos de escaneado o de otros datos de referencia y a continuación, se desarrollan gradualmente los conceptos hasta obtener un modelo de producción.
- Incorpora la posibilidad de trabajar con una ventana de modelado única con cuatro cuadrantes que permite crear, manipular y controlar directamente las curvas, las superficies las conexiones.
- Pueden crearse y modificarse superficies complejas arrastrando los puntos de control de las curvas sin perder la continuidad G2.

- **Pro-ENGINEER Mechanism Dynamics:**

- Obtención de datos precisos del análisis dinámico de muelles, levas, amortiguadores o impactos mediante la incorporación de las masas de inercia reales de los componentes y las fuerzas que actúan sobre y entre ellos.

- Crea animaciones de mecanismos en acción y permite visualizar cómo las fuerzas dinámicas, la aceleración y la velocidad afectan al modelo del producto digital con la ayuda de flechas de vectores codificadas con colores.
- Lleva a cabo diversos tipos de análisis entre los que se incluyen el de estado estadístico o estable (reposo), el dinámico (cálculo de la fuerza frente al tiempo) y el de equilibrio de fuerzas (determinación de la fuerza requerida para mantener la configuración deseada del mecanismo).
- **Pro-ENGINEER Piping and Cabling:**
 - Creación de todos los diagramas de 2D y 3D de cableado y tuberías en una única solución.
 - Cálculo de las propiedades de masa y generación automática de listas de hilos, mazos aplanados y LDM personalizables.
 - Evaluación de las posibilidades de mecanizado y las interferencias de las tuberías.
- **Pro-ENGINEER Behavioral Modeling:**
 - Evalúa la sensibilidad del modelo para conocer los efectos de los cambios en los objetivos de diseño.
 - Genera automáticamente un conjunto de soluciones viables para problemas de diseño con varios objetos.
 - Integra los resultados con el software de simulación de Pro-ENGINEER o con otras aplicaciones externas.
- **Sistema de prototipado rápido:**
 - Otra de las características más interesantes que posee este software, es la posibilidad de reproducir modelos y prototipos directamente a partir del modelo sólido en 3D, generando archivos en formato STL. Este formato aproxima el modelo sólido por pequeños triángulos o facetas, y el sistema de prototipado rápido genera la pieza a partir de la unión aditiva de líquidos, capa por capa, a partir de secciones transversales de la pieza obtenidas del modelo 3D.
- **Compatibilidad de los datos:**
 - Soporta el Kernel para ACIS™, Parasolid™ y Granite®.
 - Compatibilidad de Associative Topology Bus™ para Pro/ENGINEER.
 - Conversores directos para CADDs y DWG de AutoCAD®.
 - Conversores estándar: DXF de AutoCAD®, IGES, STEP, SET, VDA, ECAD, CGM, COSMOS/M, PATRAN® y ficheros de geometría SUPERTAB™, SLA, JPEG, TIFF, RENDER, VRML.
 - La compatibilidad con Mathcad, el software de cálculo de ingeniería de PTC, permite integrar las hojas de trabajo de Mathcad con el diseño para predecir el comportamiento y determinar los parámetros y las cotas esenciales.

- **Reparación de datos importados:**

- Reduce el tiempo y el esfuerzo necesario para limpiar los datos de diseños importados o antiguos.
- Contrae la geometría importada para controlar mejor las superficies con el gestor de restricciones.

- **Windchill ProjectLink:**

- Espacios de trabajo de proyectos en línea basados en Web y seguros donde los clientes, los proveedores y los integrantes de equipos globalmente dispersos pueden trabajar de manera conjunta en los proyectos.
- Gestión de proyectos en línea que permite hacer un seguimiento de los hitos, los elementos subsecuentes, los programas y los recursos de los proyectos.
- Almacén central para toda la información relacionada con el proyecto.
- Visualización incorporada con presentación y anotación de múltiples formatos de CAD y PDF.
- Automatización de procesos gobernada por plantillas de procesos empresariales clave como NPI y Seis Sigma.
- Diseñado para trabajar con herramientas cotidianas y familiares, como diversos paquetes CAD, Microsoft Office y Microsoft Project.

- **WindChill PDMLink:**

- Creación de una fuente única, segura y basada en Web de datos del producto para toda la empresa, con reasignación, revisión, gestión de la estructura, búsqueda y gestión del ciclo de vida.
- Visualización incorporada a través de Product View Lite para ver y anotar múltiples formatos de CAD y PDF.
- Gestión de datos robusta para Pro/ENGINEER, así como múltiples herramientas CAD mecánicas y eléctricas, código fuente de software y documentos.
- Gestión de cambios de vía completa y rápida lista para usar.
- Gestión de la configuración que proporciona todas las vistas requeridas de la información del producto.
- Integración robusta con ERP y otros sistemas empresariales, con el módulo opcional WindChill Enterprise Systems Integration (ESI).

- **Pro-INTRALINK**

- Proporciona una gestión de datos de Pro/ENGINEER completa, avanzada y fiable sobre una moderna arquitectura Windchill.
- Admite la ingeniería simultánea.
- Proporciona herramientas de reasignación (archivo, extracción, y líneas base) y herramientas de creación de informes.
- Ofrece soporte continuado para implementaciones en varios sitios con las herramientas de replicación de Pro-INTRALINK.
- Como subconjunto de Windchill PDMLink, ofrece una ruta de ampliación a prestaciones más completas de gestión de datos y control de procesos.

5.2.1.- Capacidades del programa

Como se ha comentado anteriormente, Pro/ENGINEER es un software que pertenece a la categoría de CAD/CAM/CAE, y sus capacidades se pueden dividir principalmente en tres: diseño, análisis y manufactura. No obstante, como cualquier software actual, se encuentra en continuo desarrollo para incluir nuevas funcionalidades disponibles para el ingeniero.

- **Diseño**

Pro/ENGINEER ofrece una amplia variedad de herramientas que hacen posible la generación de una representación completa digital del producto que está siendo diseñado. Además de los instrumentos de geometría generales existe también la capacidad de generar la geometría de otras disciplinas de diseño integradas, tales como tuberías industriales estándares y definiciones de cableado completas. Los instrumentos están también disponibles para incorporar el diseño de ECAD en el entorno de modelado 3D para permitir el desarrollo colaborativo.

Estos instrumentos proporcionan conceptos de diseño industrial real, de manera que pueden ser usados como referencia antes de realizar el producto. Esta gama de bosquejos de diseño conceptuales facilita la obtención de datos y los hace comprensivos para los diseñadores.

- **Análisis**

Pro/ENGINEER posee numerosas herramientas de análisis disponibles, todos ellos dirigidos a la obtención de estudios térmicos, estáticos, dinámicos y de fatiga FEA, con el fin de ayudar al desarrollo del producto. Estos instrumentos incluyen factores humanos, tolerancias de fabricación, flujos de moldeo y optimización de diseño. La optimización de diseño puede ser usada en un nivel de geometría con el fin de obtener las dimensiones de diseño óptimas, en conjunción con el análisis MEF.

- **Fabricación**

La capacidad de manufactura de Pro/ENGINEER reside en sus soluciones de control numérico y de herramientas que permiten a los fabricantes crear herramientas, trayectorias de herramientas de CN y programas de inspección mientras se realiza el trabajo de diseño de productos. Al compartir y usar directamente los diseños de Pro/ENGINEER, los ingenieros de producción y de creación de herramientas participan en el proceso en una fase temprana y pueden influir en los diseños antes de su finalización.

Pro/ENGINEER ofrece las funciones siguientes:

- Modelado completo de sólidos 3D.
- Documentación detallada: planos 2D y 3D.
- Creación técnica de superficies.
- Modelado de conjuntos.

- Modelado y documentación de soldadura.
- Diseño de mecanismos y animación de diseños.
- ModelCHECK™, herramienta de validación de diseños.
- Interoperabilidad de datos y reparación de datos importados.
- Prestaciones Web integradas.
- Completa biblioteca de piezas, funciones y herramientas.

5.2.2.- Tipos de ficheros soportados

La gestión completa de un proyecto requiere el uso de diferentes módulos de Pro/ENGINEER, cada uno de ellos dedicado a una labor específica (modelado de sólidos, montaje de conjuntos, realización de planos 2D, etc.) Para facilitar la gestión del proyecto, los ficheros generados por los distintos módulos tienen distintas extensiones. Cuatro de los tipos de archivos más reseñables o imprescindibles de este software son los siguientes:

- Assembly (*.ASM): Archivo de conjunto. Un archivo tipo Conjunto puede contener uno a más archivos de tipo conjunto o tipo pieza.
- Part (*.PRT): Archivo de pieza. Un archivo de pieza está formado por un conjunto de funciones (extrusiones, cortes, agujeros, redondeos, etc.).
- Drawing (*.DRW): Archivo de dibujo. Un archivo de dibujo es un plano en 2D formado por vistas provenientes de los modelos 3D citados previamente.
- Step (*.STP): Archivo CAD. Los archivos STEP son el formato internacional desarrollado para cubrir algunas limitaciones de las normas de conversión de datos.

Existen más tipos de archivo con posibilidad de uso en ProEngineer, como por ejemplo archivos de fabricación, formatos, informes, archivos de información, layouts, diagramas, procesos de montaje, etc.

5.3. ENTORNO DE PRO/ENGINEER

El entorno de trabajo de Pro/ENGINEER es muy completo y está diseñado de la manera más sencilla posible para ser accesible a cualquier usuario desde un primer momento.

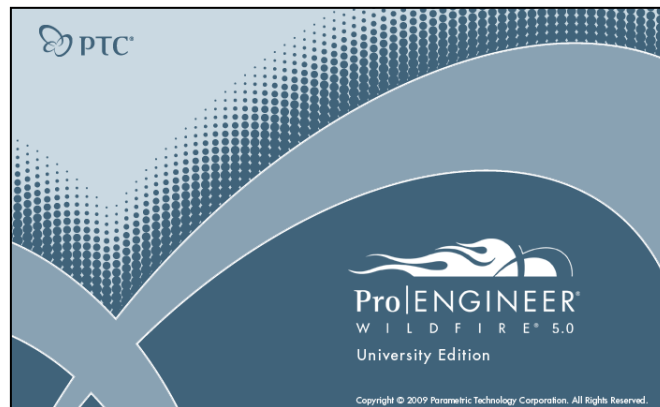


Figura 5.2 Inicio de sesión Pro/ENGINEER Wildfire 5.0

En la Figura 5.3 se puede observar la disposición de la pantalla de trabajo de ProE, con las distintas zonas que la componen.

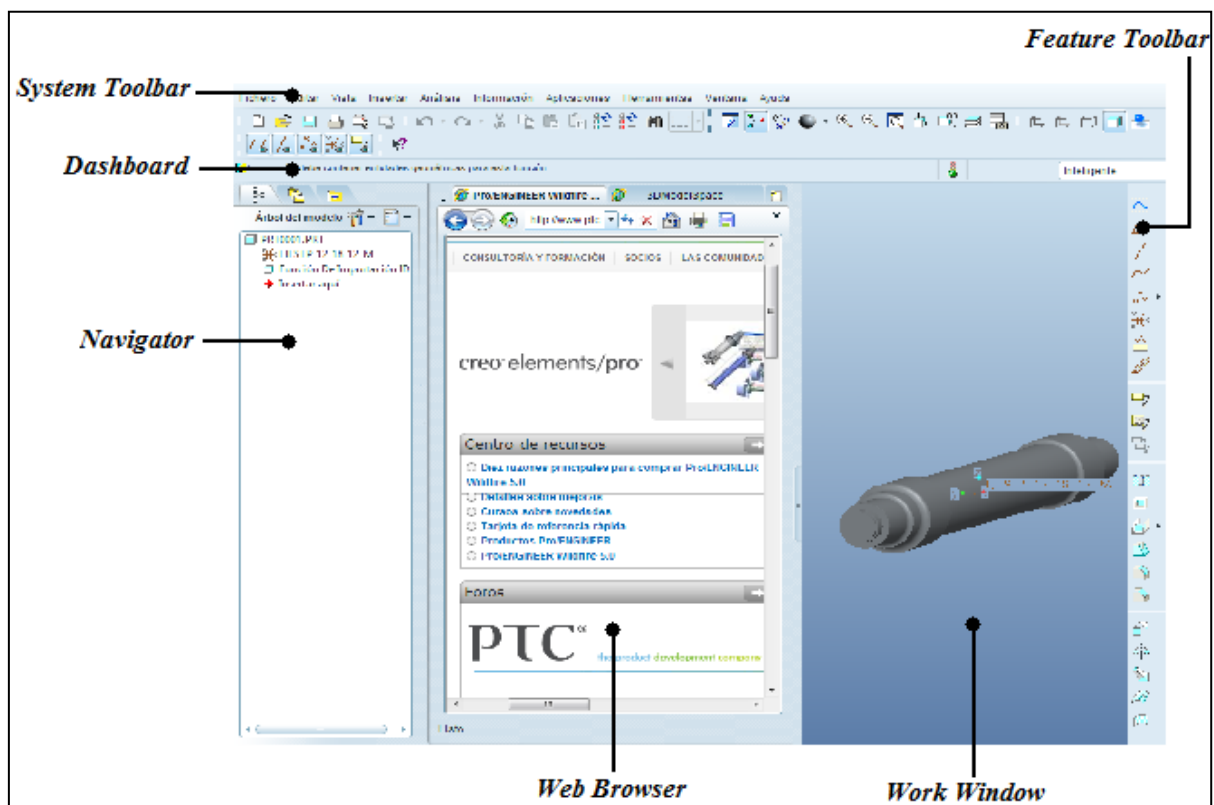


Figura 5.3 Interfaz de trabajo de Pro/ENGINEER

- Ventana principal de trabajo: En esta ventana podemos encontrar el modelo de trabajo.
- Navigator/Navegador: Uno de los elementos clave es el Model Tree, árbol del modelo o estructura del modelo activo. El tipo de información varía dependiendo de si el modelo es un conjunto (assembly) o un componente (part). Además, mediante este navegador se puede transitar entre capas.
- System Toolbar/Barra de herramientas de sistema: Comprende los distintos menús e iconos necesarios para interactuar sobre el modelo.

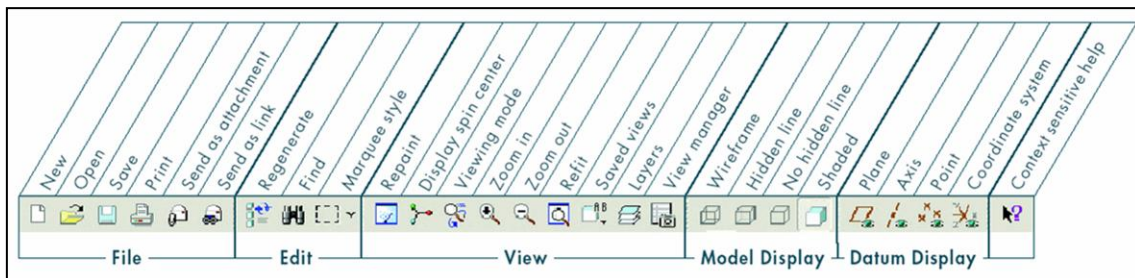


Figura 5.4. Barra de herramientas de sistema

- Feature Toolbar/Barra de herramientas de rasgo: Esta zona de menús permite acceder a las funciones de construcción y edición más habituales de Pro/ENGINEER. Entre ellas podemos encontrar los comandos de Extrusión, Vaciado, protusión por barrido, chaflanes, etc. Varía en función de la operación que se esté realizando.

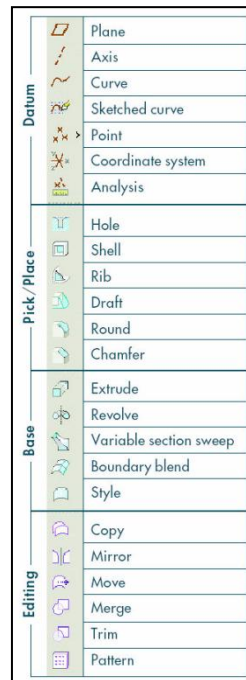


Figura 5.5 Barra de herramientas de rasgo

- **DashBoard/Tablero de instrumentos:** Es una guía activa que describe los pasos necesarios durante el proceso de creación de un modelo. Incluye entre otros el "Message Area" (el sistema suministra información sobre el estado de la operación) y el "Status Bar" (información sobre el menú/icono que se selecciona).

5.4.-PRINCIPALES VENTAJAS

El paquete Pro/ENGINEER simplifica las complejidades del entorno de desarrollo de productos actual con herramientas intuitivas y fáciles de usar que funcionan conjuntamente sin dificultades para llevar a cabo el trabajo.

- Permite que los equipos trabajen simultáneamente en los mismos diseños de los productos.
- Fomenta un mayor grado de reutilización de los diseños mientras se mejoran los estándares de calidad.
- Da lugar a un proceso estándar y automatizado de cambios de ingeniería que permite recopilar cambios relacionados, realizar análisis sencillos y precisos en todas las piezas afectadas y proporciona distribución y notificación de los cambios a los equipos de productos.





CAPÍTULO 6

TERMINOLOGÍA FERROVIARIA



6.1.- CONCEPTOS PREVIOS

La característica fundamental que diferencia al ferrocarril y que de hecho se encuentra presente en el propio nombre del mismo, es su particular medio de contacto con la vía, el contacto rueda-raíl entre materiales metálicos. A diferencia del contacto convencional entre goma y pavimento, el contacto rueda-raíl presenta un coeficiente de rodadura mucho menor. Ésta característica permite que el gasto de combustible por tonelada kilómetro transportada sea menor y con ello sus efectos económicos y medioambientales.

A continuación, se van a describir algunos de los conceptos básicos del sector ferroviario para que, una vez definidos, nos introduzcan a nuestra pieza de estudio y comience el desarrollo de la parte técnica del proyecto.

- **Material rodante**

Se denomina material rodante a todos los equipos que circulan (ruedan) a lo largo de las vías ferroviarias. Se dividen en dos grupos:

- Material de tracción: son los elementos que generan y transmiten potencia, encargados por tanto del movimiento del conjunto.
- Material remolcado: también denominado equipos de arrastre, son elementos acoplados al material de tracción y que son empujados o arrastrados por éste.

- **Bogie o boje**

Es la estructura rodante sobre la que descansan los vagones del ferrocarril y las locomotoras actuales, que no usan ejes simples. El bogie está conectado al vagón por un pivote, que permite al bogie realizar trayectorias más cerradas.

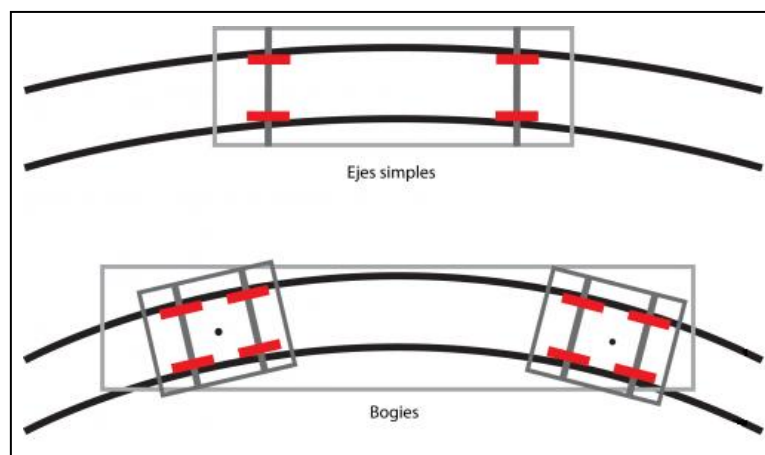


Figura 6.1 Comparativa entre ejes simples y bogies

Además de transmitir la carga vertical procedente del vagón al raíl posee muchas más funciones como son:

- Sistema direccional del vagón.
- Sistema de suspensión.
- Vehículo transmisor de fuerzas de aceleración y frenado, etc.

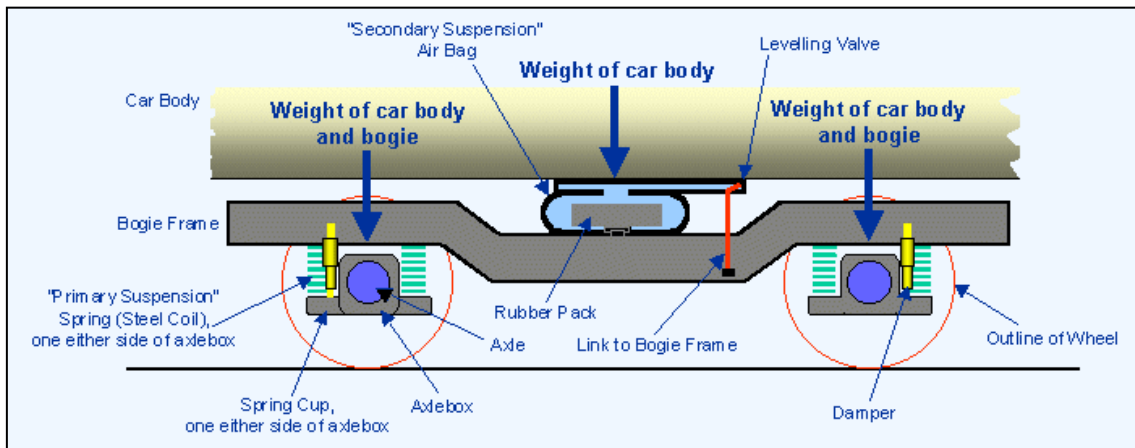


Figura 6.2 Esquema de un bogie con suspensión primaria de resortes y secundaria neumática



Figura 6.3 Bogie del tren checo CDT 680

Tradicionalmente, cada vagón posee dos bogies, uno en la parte delantera y otro en la trasera. Este sistema se sigue empleando hoy día en trenes de metro así como en vagones de mercancías también encontramos este método, que permite soportar grandes pesos. Desde la aparición de las líneas de alta velocidad, la tecnología de los bogies se ha desarrollado de forma considerable. Un tren de alta velocidad tiene que hacer frente al rozamiento y a fuertes aceleraciones angulares, por este motivo se desarrollaron los bogies blandos, que pueden cambiar su paralelismo para adaptarse mejor al trazado de la vía.

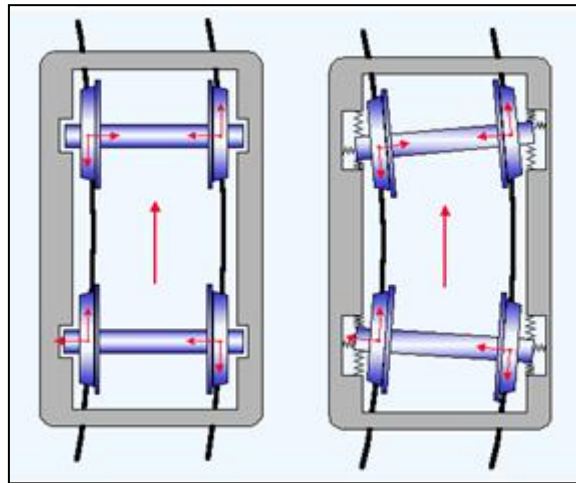


Figura 6.4 Diferencias entre bogie rígido (izq.) y bogie blando (der).

Como puede observarse en la figura 6.5 cada bogie está compuesto de multitud de elementos.

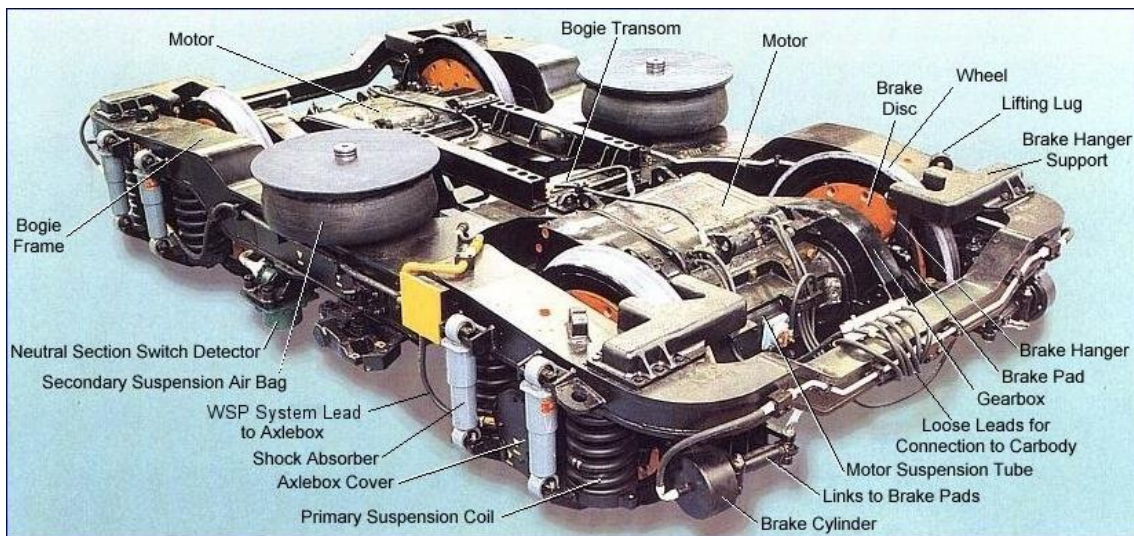


Figura 6.5 Elementos de un bogie

De todos éstos, se va a destacar algunos de ellos, como elementos fundamentales del funcionamiento del vehículo.

- **Bogie frame/ Bastidor**

Es la estructura de acero de fundición que conforma el bogie. Sirve de soporte para todos los elementos del tren de rodadura.



Figura 6.6. Bastidor bogie LHB Fiat

- *Axle box/ Caja de grasa*

Se encuentran situadas en los extremos del eje y su función es conseguir una óptima rotación entre los miembros metálicos del equipo. Para ello debe lubricar correctamente las zonas en contacto rotatorio disminuyendo el desgaste y la fricción. En el interior de las cajas de grasa se alojan cojinetes de rodillos con sus respectivas pistas y sus anillos de obturación.



Figura 6.7 Caja de grasa SKF

- *Primary suspension / Suspensión primaria*

Es el sistema principal de suspensión del tren de rodadura. Absorbe las cargas debidas al contacto rueda-raíl. Conecta los ejes montados con el bastidor del bogie y distribuye la carga del vehículo uniformemente en los pares de ejes durante la rodadura.



Figura 6.8 Resorte TKS para suspensión primaria

- **Secondary suspensión / Suspensión secundaria**

Este sistema de suspensión se sitúa entre el bastidor del bogie y la caja del vehículo, aislando al vagón de las vibraciones producidas, y proporcionando confort/seguridad a los viajeros/mercancías.

Para esta finalidad podemos encontrar bogies con resortes (figura 6.3), o como en el caso de la figura 6.9 elementos neumáticos.



Figura 6.9 suspensión secundaria Continental Contitech

○ **Wheelset/Conjunto de rodadura**

Es el conjunto formado por el eje y la rueda. En el eje se centran las fuerzas de apoyo y carga de todo el vehículo, es una pieza rodante que soporta el encastre de la rueda y sufre tensiones de todo tipo a lo largo de toda su longitud. Las ruedas constituyen la base fundamental de contacto con el raíl y se encuentran encastradas en dos secciones del eje, denominadas secciones de calaje.



Figura 6.10 Esquema de Wheelset (izq.) y Wheelset real (der.)

○ **Axle/Eje**

Forma parte del Wheel Set y es el elemento de estudio del presente trabajo, por este motivo, el subcapítulo 6.2 será dedicado en exclusiva a éste.

6.2.- EJE FERROVIARIO

Un eje es un elemento de máquina con geometría generalmente axilsimétrica que sirve de soporte para otros órganos, los cuales pueden girar u oscilar alrededor de éste. Dichos órganos pueden ser de muy diversos tipos, como ruedas dentadas, tambores, poleas de un sistema de transmisión, rodetes, etc. Un eje puede encontrarse en reposo mientras giran los elementos de máquinas que sustenta (eje inmóvil) o por el contrario, puede girar solidariamente con dichos elementos (eje giratorio).



Figura 6.11 Ejes ferroviarios

Los ejes son componentes del mecanismo del vehículo. Mantienen la posición relativa de las ruedas entre sí y éstas respecto al chasis del vehículo. En la mayoría de los vehículos las ruedas son la única parte que toca el suelo y los ejes deben soportar el peso del vehículo así como cualquier carga adicional que éste transporte, junto con otros esfuerzos, como las fuerzas de aceleración y frenado.

Además del objetivo de componente estructural, los ejes deben cumplir con una o más de las siguientes funciones dependiendo del diseño del vehículo:

- **Transmisión**

Uno o más ejes deben formar parte del sistema de transmisión. Un sistema mecánico ejerce una fuerza descentrada sobre el eje que, con la reacción del apoyo, da lugar a un momento de fuerzas sobre el mismo que es transferido hacia las ruedas para la aceleración del vehículo.

- **Frenado**

Para disminuir la velocidad de un vehículo se aplica una fuerza descentrada de forma que, con la reacción del apoyo del eje, se forma un momento de fuerzas en sentido contrario a la rotación de la rueda. Tanto los frenos de disco como los frenos de tambor ejercen esta fuerza descentrada. Además puede aplicarse el freno motor a través de la transmisión, que tiene un efecto más significativo en vehículos pesados y con relativamente poca deceleración máxima.

- **Guía**

El eje de una rueda debe guiar a la misma para que no se desplace axialmente, así como que no gire involuntariamente respecto a un eje perpendicular al eje de giro. El sistema de dirección controla el ángulo de guiado de las ruedas respecto al chasis, en la mayoría de los casos solo las del eje delantero.

6.2.1.- Diferencia entre eje y árbol

Los ejes están diseñados para soportar tanto esfuerzos de flexión como momentos torsionales. Debemos por tanto, realizar la aclaración de cuál es la diferencia principal entre “eje” y “árbol”

- Los ejes son elementos destinados a que una o más ruedas puedan girar libremente, estos elementos no transmiten potencia y por ello están sometidos solamente a esfuerzos de flexión.
- Los árboles son elementos giratorios encargados de transmitir potencia, estando sometidos en ocasiones a esfuerzos de torsión pura y casi siempre a esfuerzos combinados de torsión y flexión. El esfuerzo de torsión se produce al transmitir potencia (mediante acoplamientos, cadenas de transmisión, correas planas y trapeciales, por medio de engranajes, etc.) y también pueden deberse a la acción de elementos de frenado.

6.2.2.- Proceso de fabricación de un eje ferroviario

Los ejes rectos de hasta 150 mm de diámetro se obtienen generalmente de perfiles redondos torneados, descortezados o estirados en frío, y los de diámetros superiores se obtienen de piezas forjadas por mecanización mediante el arranque de viruta. Los gorriones (también llamados muñones, son la parte del eje que giran en contacto con el correspondiente apoyo) y escalones se terminan, según las exigencias, con un torneado de precisión, rectificado, pulido a presión, prensado o lapeado. Cuando han de estar sometidos a esfuerzos elevados reciben un temple superficial (el núcleo debe permanecer blando) y un proceso de rectificación muy preciso para mejorar las prestaciones.

Las principales operaciones de mecanización que se llevan a cabo en la creación de un eje son:

- Enderezado de la pieza en bruto antes del desbaste en torno. El enderezado debe repetirse, si es necesario, después de otras fases de mecanización).
- Tratamiento térmico (endurecimiento superficial, revenido, bonificado).
- Fase de control.
- Acabado (rectificado, equilibrado y afinado).

Tras esta fase de mecanización, la pieza pasaría el respectivo control de verificación.

Tal cantidad de operaciones tiene como fin principal asegurar un perfecto estado del eje en el momento de instalación en el equipo. Por normativa, los ejes muy revolucionados (a partir de 1500 r.p.m.) deben ser rígidos, tener apoyos fijos (usando topes laterales en los cojinetes, anillos de retención, etc.) y estar equilibrados.

- **Materiales empleados**

El material más utilizado para este tipo de piezas es el acero estructural:

- Composición: Es un acero producto de la aleación de hierro, carbono y pequeñas cantidades de otros elementos tales como silicio, fósforo, azufre y oxígeno, que le aportan características específicas. El acero laminado en caliente, fabricado con fines estructurales, se denomina como acero estructural al carbono, con límite de fluencia de 250MPa.

- Propiedades: Alta resistencia, calidad homogénea, fiabilidad, soldabilidad, ductilidad, incombustibilidad. A altas temperaturas sus propiedades mecánicas fundamentales se ven gravemente afectadas. Posee una buena resistencia a la corrosión en condiciones normales. El acero es más o menos un material elástico, responde teóricamente igual a la compresión y a la tensión, sin embargo con suficiente fuerza aplicada, puede comenzar a comportarse como un material plástico. Sin embargo en ocasiones la fase plástica es útil y da un plazo de tiempo para ser sustituida y evitar así el colapso total de la pieza.

Para aplicaciones de responsabilidad, se opta por mejorar el acero estructural simple mediante una serie de procesos de refino. De esta forma, los ejes se construyen de aceros DIN St42 o DIN St50, y los que están sometidos a elevados esfuerzos, de DIN St60. El empleo de aceros aleados, cuando existen esfuerzos oscilantes (flexión alternativa), solamente es ventajoso si no existen efectos de entalladura, ya que los aceros de alta resistencia son sumamente sensibles a este tipo de esfuerzos. A su vez, los ejes contruidos de aceros aleados de alta resistencia, no son más rígidos que los fabricados de aceros de construcción en general, ya que ambos tipos de material tienen igual módulo de elasticidad.

- **Consideraciones geométricas**

Generalmente los ejes adoptan una sección tal para que las tensiones sean aproximadamente uniformes a lo largo de su longitud. Por ello, en diferentes tramos existen diámetros distintos, siendo extraña la forma cilíndrica en toda su longitud. Los esfuerzos de flexión alternativos de los ejes giratorios, traen consigo el peligro de rotura por fatiga (efectos de entalladura) en todas las transiciones de sección, rebajes, ranuras, etc. Las puntas de tensión pueden eliminarse adoptando diversas precauciones durante el diseño, como puede ser suavizando los cambios de sección.

En el eje de un vehículo ferroviario se distinguen tres partes esencialmente:

- Fuste o cuerpo del eje comprendido entre ambas ruedas.
- Secciones de calaje sobre las que se calan o calzan las ruedas.
- Manguetas, sobre las que reposan los cojinetes de las cajas de grasa, que a su vez soportan el peso suspendido del vehículo.

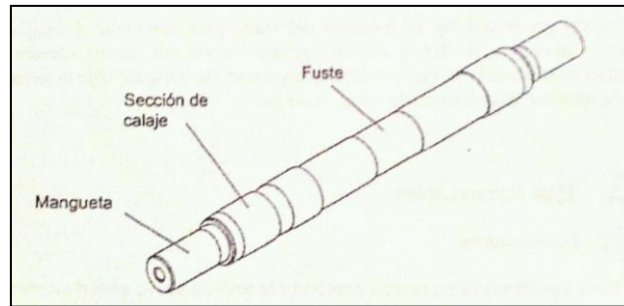


Figura 6.12 Esquema de un eje ferroviario

Las dimensiones del eje en sus diferentes secciones dependen de la carga a la que se encuentra sometido. Por otro lado, el material está sometido a una gran fatiga, tanto por el esfuerzo cortante procedente del calaje de la rueda como por la alternancia de las flexiones en la sección de empotramiento de la mangueta.

Los problemas de fatiga que presentan los ejes se han hecho que se elaboren normativas específicas para el diseño de los mismos. Las fases de diseño implican (UNE-EN 13103):

- Identificación de las fuerzas y cálculo de los momentos en diversas secciones.
- Selección de los diámetros para el cuerpo y las manguetas, el resto se dimensionan a partir de éstos.
- Comparación entre tensión calculada y tensión máxima admisible, función del acero y del tipo de eje (macizo o hueco).

Existen dos tipos de ejes: macizos y huecos. La diferencia entre ambos es que el eje hueco cuenta con un orificio longitudinal de extremo a extremo de la pieza. Mediante esta reducción de material podemos conseguir que la pieza pese un 20% menos que la original pero conservando un asombroso 90% del momento resistente de la pieza entera [6].





CAPÍTULO 7

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y METODOLOGÍA APLICADA



7.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El objetivo que se persigue en este proyecto es la realización de un análisis lo más completo y preciso posible sobre el comportamiento modal de un eje ferroviario. El interés por llevar a cabo a dicho estudio, se debe al desarrollo de nuevas técnicas (PCRT) que detectan la aparición del fenómeno de fatiga antes de que se produzca la grieta, por medio del estudio modal del elemento. Dado que los ejes ferroviarios, por el simple hecho de girar, están sometidos a cargas cíclicas, el principal problema que se presenta en ellos es la aparición de grietas por fatiga. El hecho de considerar esos aspectos ya en el diseño de los componentes, o analizar sus respuestas sin la necesidad de desmontar los equipos, cobra cada vez mayor importancia por la disminución en los costes, en los tiempos de mantenimiento y de producción.

Con este proyecto se quiere profundizar en el estudio de la defectología de ejes ferroviarios, empleando el software de elementos finitos Pro/ENGINEER previamente descrito. El objetivo es caracterizar el comportamiento modal del eje ferroviario, para estudiar los cambios producidos en este cuando aparecen grietas en el eje.

El departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III prevé incorporar a sus instalaciones un eje a escala en el que se realizará el estudio de forma experimental, en el cual se podrán contrastar los resultados del presente estudio.

En el presente capítulo, se describirá el eje sometido a estudio, y se planteará la metodología seguida para el desarrollo del trabajo.

7.2.- CARACTERÍSTICAS DEL EJE SOMETIDO A ESTUDIO

Como ya se ha comentado, el objetivo del trabajo es realizar el análisis modal de un eje ferroviario y analizar de qué manera afecta la existencia de grietas a los modos y frecuencias naturales del mismo. A continuación, se muestra el eje en cuestión y el material que lo constituye.

- **Geometría del eje**

Los datos pertenecientes a la geometría del eje se han obtenido de un plano de diseño facilitado por CAF (Construcciones y Auxiliar de Ferrocarriles), con el que se han realizado diversos estudios en el departamento de ingeniería mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid. El plano completo puede observarse en el último capítulo del documento, en el que se encuentran los anexos.

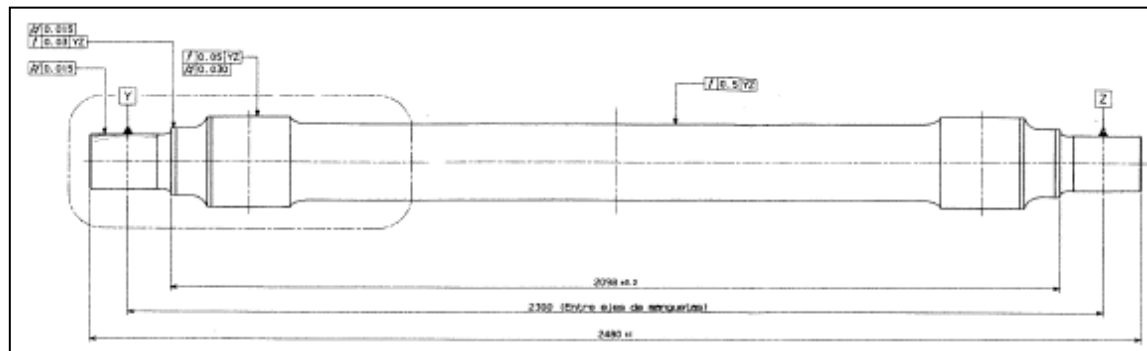


Figura 7.1 Boceto del eje sometido a estudio

- **Definición del material**

El material empleado en este estudio es acero al carbono templado A1N, ampliamente extendido en la fabricación de ejes ferroviarios, según la UNE-EN13261 de Diciembre de 2009, cuyas propiedades se detallan a continuación.

- Resistencia última a tracción= 600 MPa.
- Límite elástico= 395 MPa.
- Módulo de Young = 210 GPa.

El acabado superficial con el que se trata al eje es el granallado y consiste en la proyección de partículas abrasivas (granalla) a gran velocidad, que al impactar con la pieza tratada, produce la eliminación de las imperfecciones. Es un proceso muy utilizado en la industria ferroviaria que asegura la mínima rugosidad superficial que indica el plano de diseño.

7.3.- METODOLOGÍA DEL ESTUDIO

Una vez definido el marco teórico del proyecto, el elemento de estudio y la herramienta que se empleará para desarrollarlo, se procede a describir la metodología que se llevará a cabo para la realización de los estudios y la consecución de los objetivos planteados.

- **Modelado del eje ferroviario**

El eje ferroviario descrito en el apartado anterior, será el objeto de estudio. Por este motivo, en primer lugar se modelará el eje con el software, a partir del plano facilitado por CAF y que se puede observar en el Capítulo 13 Anexos. Una vez definida la geometría, se caracterizará el material y las condiciones de contorno. De esta manera el eje podrá ser sometido a cualquier tipo de análisis.

- **Análisis modal previo**

Una vez se disponga del eje modelado, se realizará un análisis modal del mismo que comprenda los primeros 20 modos de vibración del eje, considerándolo libre en el espacio y con las restricciones asociadas a las condiciones de la prueba. La decisión de estudiar los primeros 20 modos de vibración propia reside en los sensores piezoeléctricos que serán empleados en los experimentos en laboratorio. Éstos vienen caracterizados por la Tabla 2, hay que tener en cuenta que en el espectro se representa la mitad del rango de frecuencia del sensor, lo que permite trabajar en unos valores máximos de 4 KHz aproximadamente.

Tabla 2 Características de sensores piezoeléctricos

Modelo	Brüel & Kjær 4382	Brüel & Kjær 4383
Características		
Tipo de acelerómetro	Aplicación general	Aplicación general
Nº de serie	1363439	2211104
Tipo de elemento sensor	Piezoeléctrico tipo PZ 23 (titanio ASTM grado 2)	Piezoeléctrico tipo PZ 23 (titanio ASTM grado 2)
Peso	17 gramos	17 gramos
Sensibilidad de referencia	3.17 pC/ms ⁻²	3.152 pC/ms ⁻²
Frecuencia de resonancia	27 kHz	26.2 kHz
Rango de frecuencia	0.1 Hz 8.5 kHz	0.1 Hz 8.4 kHz
Rango de medida de aceleración	± 2000 g de pico	± 5000 g de pico

- ***Análisis de sensibilidad de la herramienta***

Los resultados mostrados por las herramientas MEF, dependen en gran medida del mallado del elemento, así como de parámetros asociados al método de resolución que emplea la propia herramienta. Se realizará por tanto un estudio del eje ferroviario libre en el espacio, modificando en primer lugar el tipo de mallado (común a todas las herramientas MEF) y en segundo lugar modificando parámetros propios del empleo de Pro/ENGINEER (que serán descritos en el Capítulo 8). De esta manera, se podrá observar la variación de las frecuencias propias en función de dichos parámetros, con el fin de escoger el conjunto de parámetros del que se obtenga un óptimo en la relación precisión de resultados/tiempo de cálculo. Las diferentes tramas con las que se realizará el mallado del eje presentan las siguientes características:

- Mallado tipo 1: Mallado por defecto.
- Mallado tipo 2: Mallado por defecto con refinamiento de malla en los cambios de sección, con un tamaño máximo de elemento de 50 mm.
- Mallado tipo 3: Mallado por defecto con refinamiento de malla en los cambios de sección, con un tamaño máximo de elemento de 25 mm.
- Mallado tipo 4: Eje completo mallado con tamaño máximo de elemento 35 mm.
- Mallado tipo 5: Eje completo mallado con tamaño máximo de elemento 30 mm.

Para completar este estudio de sensibilidad, se realizarán 29 análisis modales del eje sin restricciones. El conjunto de parámetros seleccionado como conclusión del estudio será el empleado en el resto de análisis del proyecto.

- ***Modelado de grietas en el eje***

Uno de los objetivos del proyecto es analizar la influencia de la existencia de grietas en el comportamiento modal del eje ferroviario. La aparición de una grieta en un elemento, generalmente reduce la rigidez del mismo, alterando las frecuencias propias de la pieza a estudio. Atendiendo a este fenómeno, se podrá evaluar la capacidad de la herramienta de trabajo.

Se han definido 8 zonas en las que se introducirán las diferentes grietas. Para ello se han tenido en cuenta los puntos típicamente críticos en los casos de fallo por fatiga (cambios de sección) y puntos que se consideran geométricamente significativos para el estudio de los modos propios de vibración. En la Figura 7.2 se muestra un esquema del eje con las localizaciones de las 8 zonas de generación de grieta.

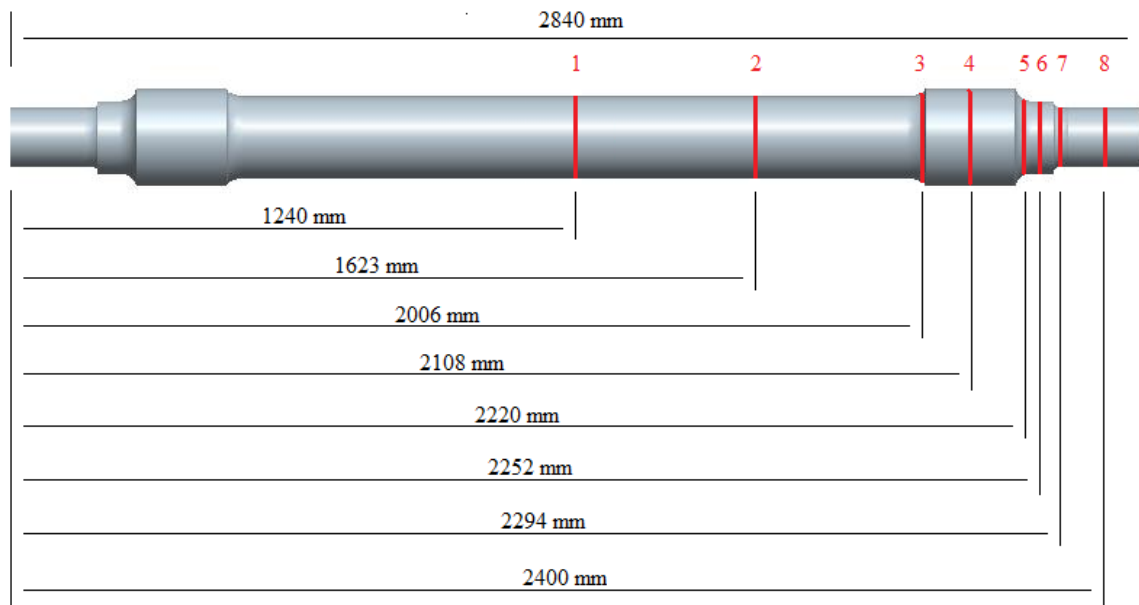


Figura 7.2 Zonas de generación de grieta

En estas zonas se van a generar diferentes grietas, con el propósito de observar de qué manera y en qué medida afectan parámetros tales como forma, longitud, profundidad, etc.



Figura 7.3 Grieta real producida en la "Posición 5" de un en eje.

A continuación se van a describir los diferentes modelos de grieta que serán estudiados.

- Modelo 1

El primer modelo de grieta será sencillo, con una geometría de tipo rombo.

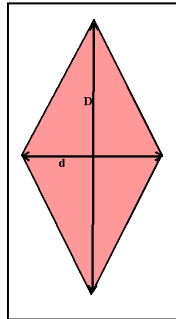


Figura 7.4 Geometría de grieta modelo 1

Con esta geometría se generarán 3 variantes de grieta:

- Modelo 1.1: $D = 5 \text{ mm}$ $d = 0,6 \text{ mm}$ y profundidad 1 mm
- Modelo 1.2: $D = 10 \text{ mm}$ $d = 0,6 \text{ mm}$ y profundidad 1 mm
- Modelo 1.3: $D = 5 \text{ mm}$ $d = 0,6 \text{ mm}$ y profundidad 40 mm

- Modelo 2

El primer tipo de grieta puede representar una buena aproximación dimensional a la realidad sin embargo, la profundidad de la grieta es constante a lo largo de la misma. El siguiente modelo de grieta, será modelado como si se tratase de una entalla generada por un disco de corte, con una profundidad que aumenta en su zona central y que disminuye hacia los extremos de ésta. Este modelo se creará de tal modo que tenga una longitud de 50 mm y una profundidad máxima de 10 mm , tal y como se muestra en la Figura 7.5

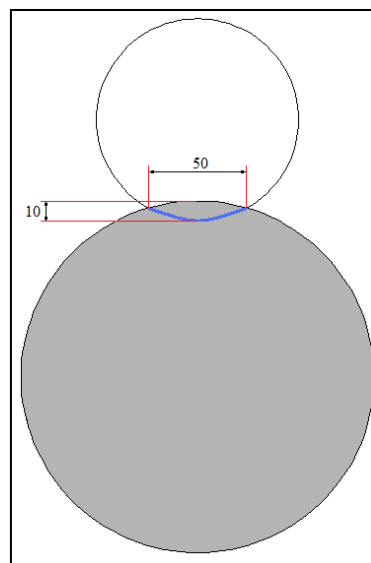


Figura 7.5 Geometría de grieta modelo 2

Con la geometría indicada en la Figura 7.5 se realizarán 4 variantes:

- Modelo 2.1: 10 x 0,6 x 50 mm
- Modelo 2.2: 10 x 20 x 50 mm
- Modelo 2.3 50 x 0,6 x 100 mm
- Modelo 2.4: 90 x 0,6 x 140 mm

Cabe destacar que en ambos modelos geométricos, las últimas variantes están sobredimensionadas de forma premeditada, con el fin de maximizar el alcance de las consecuencias.

- ***Estudio de la influencia de las grietas en el comportamiento modal del eje.***

Una vez realizado el estudio de sensibilidad de la herramienta y diseñados los diferentes modelos de grieta, se procederá a estudiar los modos y frecuencias propias del eje fisurado, tanto libre en el espacio, como restringido. Teniendo en cuenta los 7 modelos de grieta, modelados cada uno de ellos en cada una de las 8 posiciones en las que serán generadas, unido al eje nuevo (sin fisuras) dan un total de 57 modelos de eje ferroviario que serán sometidos a estudio.

- ***Estudio del avance de una grieta generada por fatiga***

Tras los análisis realizados se va a simular el avance de una grieta generada por fatiga situada en la posición 1, con el fin de analizar la repercusión en el comportamiento modal del aumento de profundidad de una grieta. Para ello se recurrirá a la geometría de modelo de grieta 2, aumentando la severidad de la misma hasta alcanzar el centro del eje ferroviario.

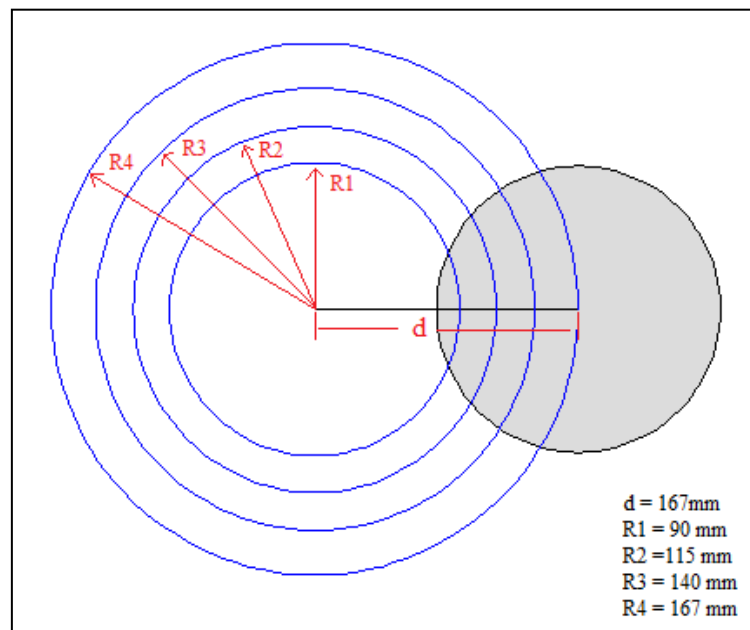


Figura 7.6 Propagación de grieta por fatiga en posición 1

7.4.- SIMPLIFICACIONES CONSIDERADAS

Se realizará por tanto, el estudio de un eje simple, teniendo en cuenta algunas simplificaciones, con el objetivo de analizar únicamente las frecuencias y deformaciones asociadas a modos propios en una serie de secciones a lo largo del eje que se consideran críticas. Estas secciones, serán, las localizaciones anteriormente descritas. Por tanto, estas simplificaciones serán:

- El eje de estudio no estará sometido a ningún esfuerzo externo, ya que en los análisis que realizan las empresas del sector el eje se estudia aislado. Por este motivo, tampoco se va a estudiar la dinámica de frenado con la fuerza que aplican las zapatas sobre la banda de rodadura de la rueda o sobre los discos, ni ningún esfuerzo asociado a sus condiciones de trabajo.
- Se estudiará únicamente el comportamiento modal del eje, no del WheelSet completo, estudio que se considera interesante y que se propone como trabajo futuro.
- El estudio abarcará los primeros 20 modos de vibración, con valores de frecuencias que alcanzan los 3500 Hz debido a estudios experimentales que se prevé realizar en el departamento en los cuales se presentará esta limitación.



Figura 7.7 Configuración real de estudio PCRT en eje ferroviario



CAPÍTULO 8

DESAROLLO DEL PROBLEMA EN PRO/E



8.1.- MODELADO Y CARACTERIZACIÓN DEL EJE


En el Capítulo 7 se ha descrito de forma genérica la metodología que se va a seguir a la hora de realizar los estudios, en el presente capítulo se va a particularizar el método planteado para su realización en Pro/ENGINEER.

Existe un completo manual de iniciación para usuarios de Pro/ENGINEER en el cual se definen los módulos que componen el programa y se muestra el entorno de trabajo de los módulos Estándar, Assembly y Mechanica [2]. El objeto de este capítulo no es por tanto, la elaboración de un manual de usuario. Sin embargo, cada paso realizado con la herramienta será descrito e ilustrado mediante capturas de pantalla para facilitar la comprensión del proceso. En el caso que concierne a este proyecto, se hará uso fundamentalmente de los módulos Estándar y Mechanica.

8.1.1 Definición de la geometría

El módulo de Pro/ENGINEER encargado del diseño de los elementos es el módulo *Estándar*.

Para modelar un elemento nuevo en Pro/ENGINEER ha de seleccionarse *Nuevo*→*Pieza* en la barra de herramientas del sistema, generándose de esta manera un archivo .prt. El modelado del eje será realizado en varios pasos que serán descritos a continuación.

En primer lugar se genera el perfil de revolución con la herramienta *Esbozo*  del módulo Estándar. Para ello es necesario elegir el plano en el que se desea realizar el esbozo de la pieza.

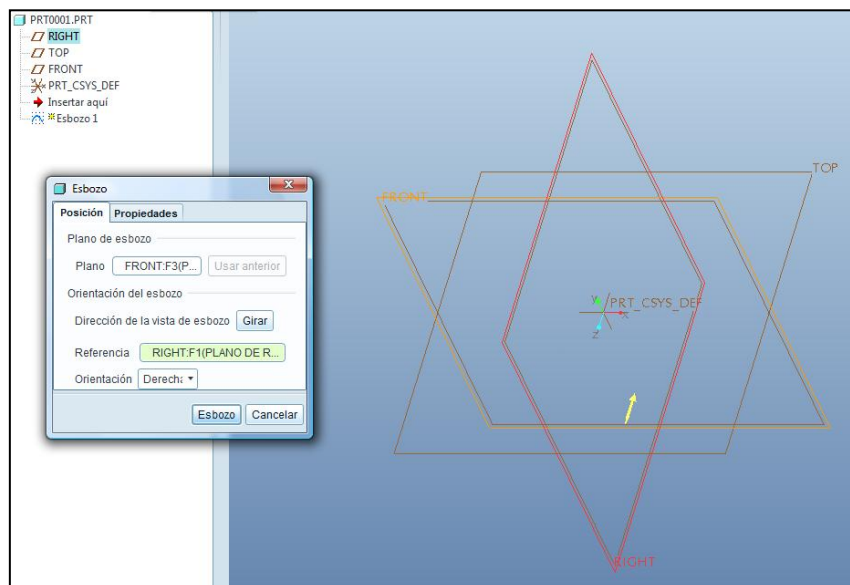


Figura 8.1 Selección de plano en herramienta *Esbozo*

A continuación se dibuja en él la sección que se desea revolucionar. En la figura 8.2 puede observarse el esbozo del eje.

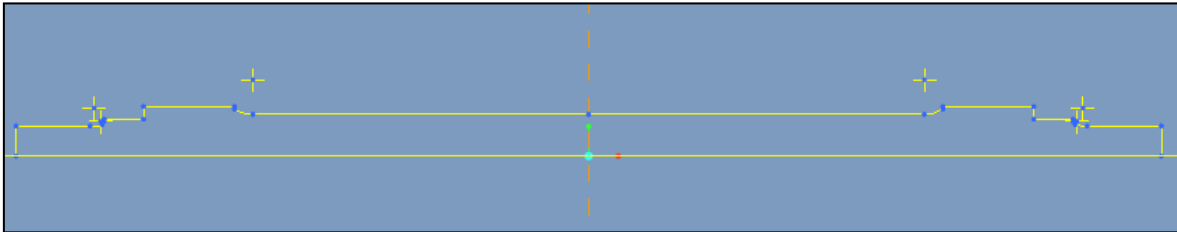


Figura 8.2 Perfil de revolución sin cotas

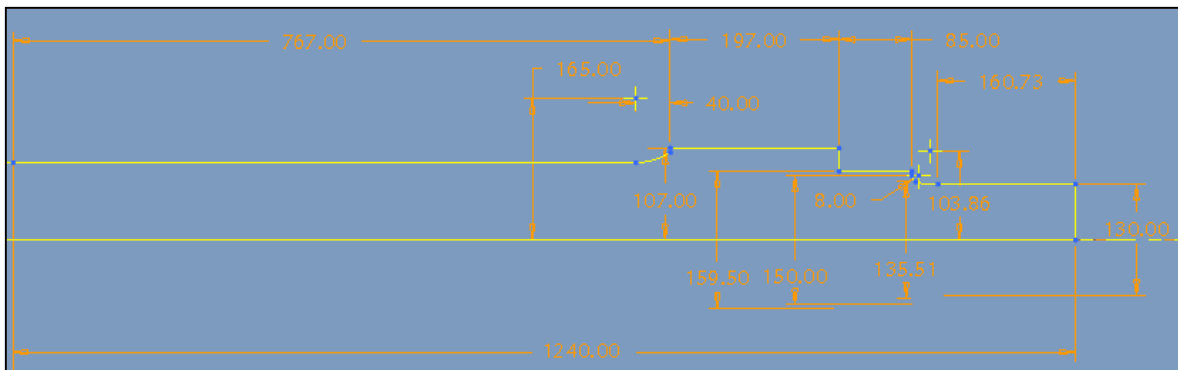


Figura 8.3 Perfil de semieje con cotas

Una vez terminado el esbozo del eje, es necesario realizar la revolución del perfil. Esta operación se realiza con la herramienta *Revolución*. Para completar la operación hay que definir el eje de revolución del mismo, en la pestaña *Posición-Eje* que se encuentra en la parte superior de la ventana.

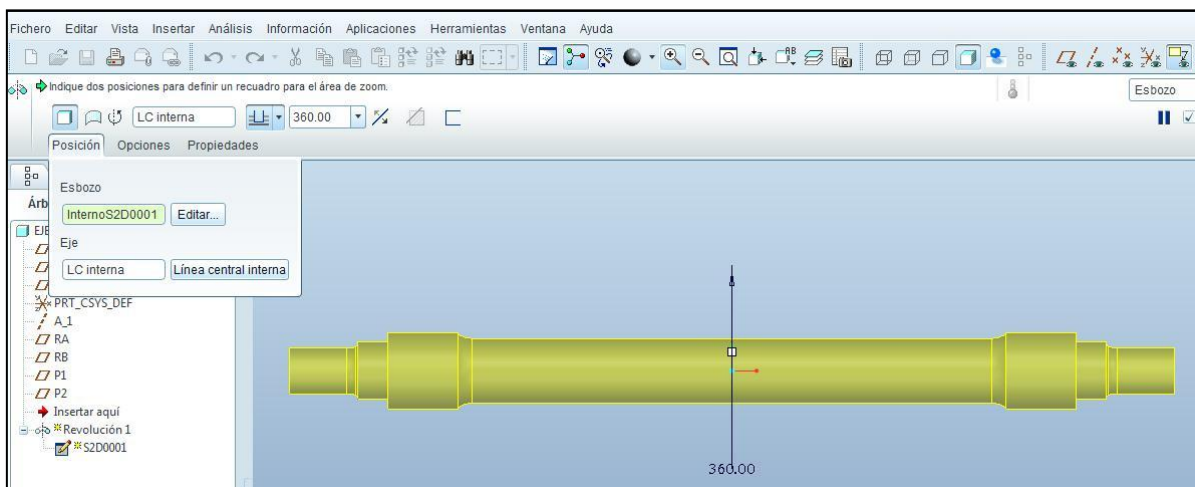


Figura 8.4 Definición del eje de revolución

Por último, es preciso incluir los redondeos de los cambios bruscos de sección en la zona externa e interna del asiento de rueda, ya que es más sencillo e induce a menos errores que dibujarlos directamente sobre el esbozo. Esta función se realiza con la herramienta *Insertar*→*Redondeo* tal y como se muestra en la Figura 8.5

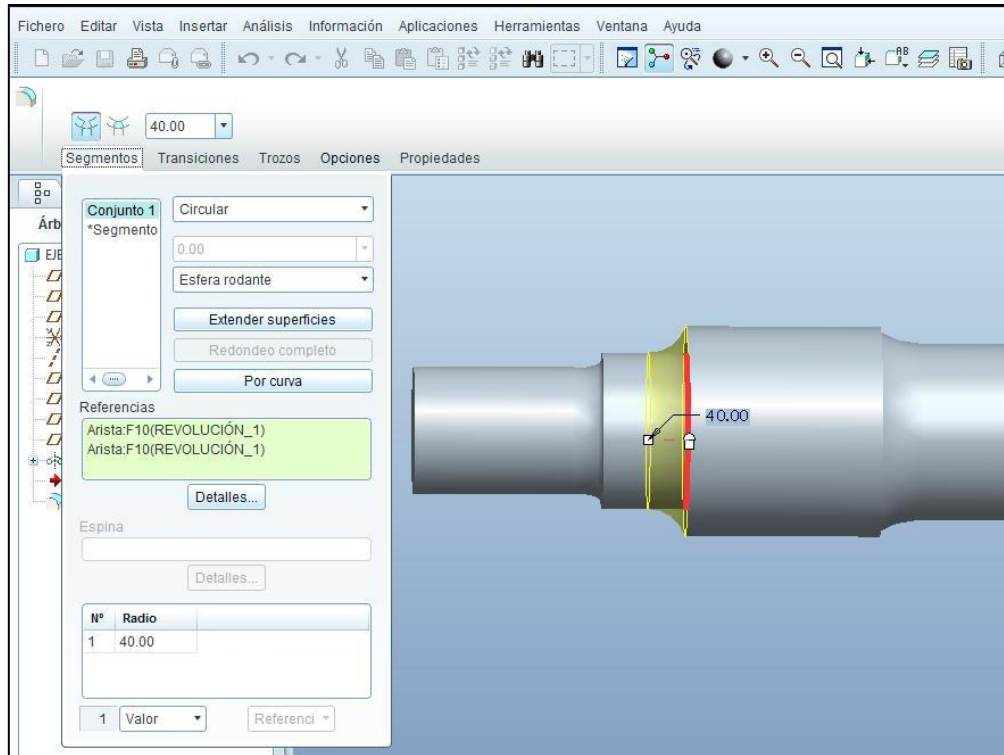


Figura 8.5 Ventana de definición de redondeo

Tras realizar los redondeos exteriores e interiores queda definida la geometría del eje ferroviario mediante el módulo *Estándar* de Pro/ENGINEER.

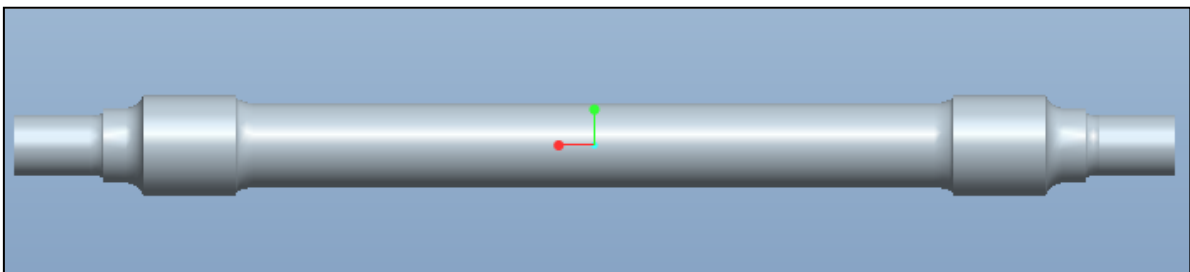



Figura 8.6 Eje ferroviario sometido a estudio

8.1.2.- Definición del material

Para que el programa pueda resolver análisis con el eje modelado es preciso definir las propiedades del material. El módulo *Estándar* comprende todo lo relacionado con el diseño de elementos, sin embargo, los parámetros relacionados con la realización de análisis (materiales, restricciones, mallado, etc.) se encuentran en un módulo distinto, denominado *Mechanica*. Seleccionando *Aplicaciones*→*Mechanica* cambiamos de módulo y como consecuencia, las barras de herramientas muestran iconos distintos. Para acceder a la ventana de definición del material seleccionamos *Propiedades*→*Material* en la barra de herramientas o bien el icono . Como se ha comentado en el Capítulo 6 el material será acero (Steel) con las propiedades descritas con anterioridad.

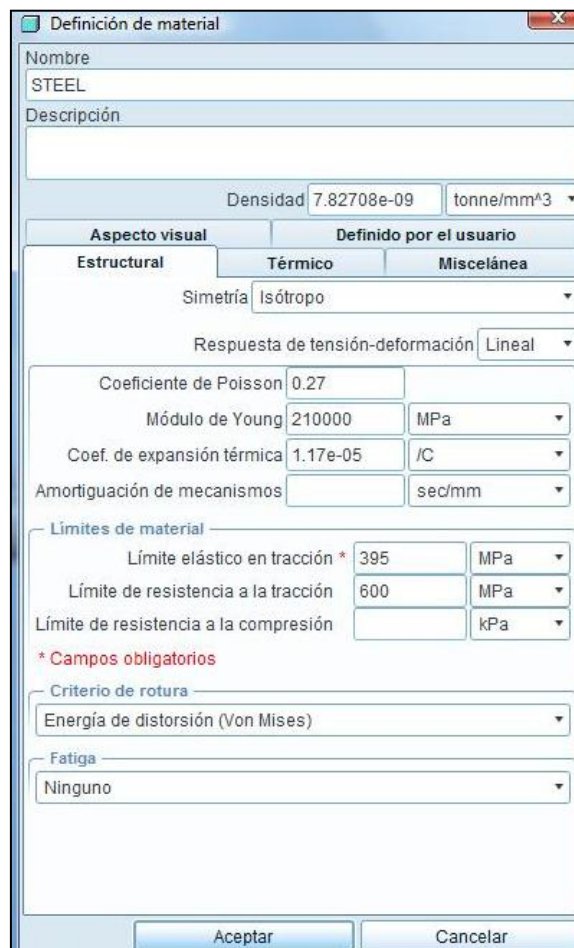




Figura 8.7 Ventana de definición del material

Una vez definido el material hay que asignarlo a la pieza, haciendo click en *Propiedades*→*Asignación de material* .

8.1.3.- Definición de restricciones

A continuación se van a establecer las restricciones de movimiento necesarias. En el presente proyecto se estudiará el comportamiento modal del eje libre en el espacio, y restringido. Las restricciones del movimiento tratarán de simular las condiciones reales de los bancos de prueba. De esta manera, el eje será restringido en todos sus movimientos excepto el giro sobre su propio eje (en nuestro modelo eje x) y las superficies de las restricciones serán los asientos de rueda.

Al seleccionar *Insertar*→*Restricción de desplazamiento* , emerge la ventana de definición de restricciones mostrada en la Figura 8.8.

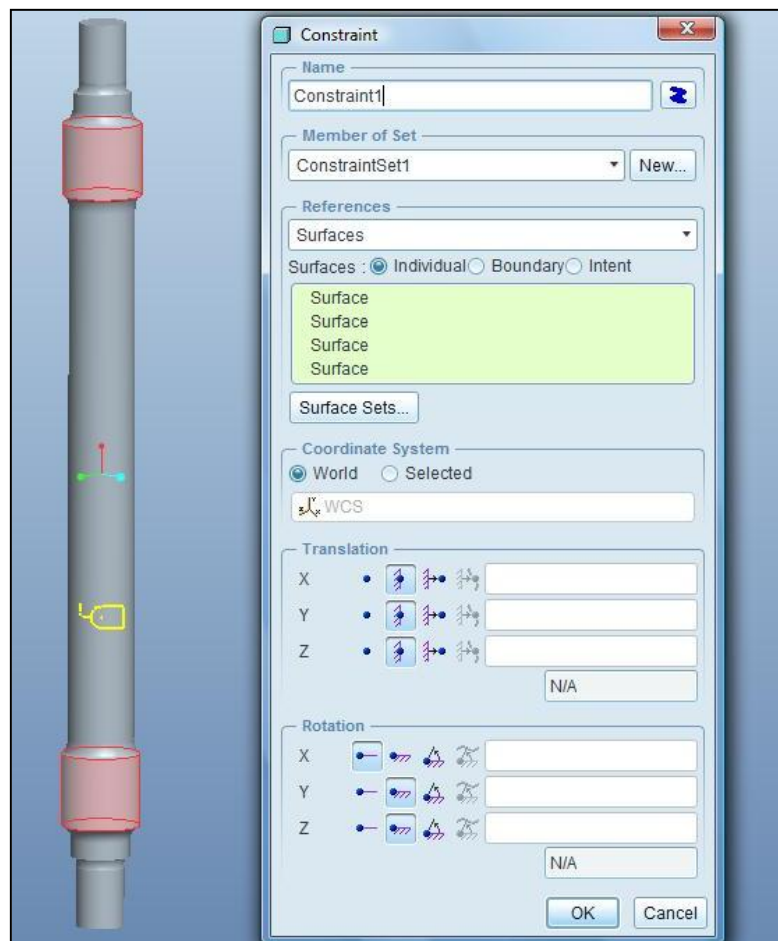


Figura 8.8 Definición de restricciones

En ella se escogen las superficies en las que establecer las restricciones y se impiden aquellos desplazamientos que sea preciso impedir, en nuestro caso todos menos el giro en el eje x.

Una vez concluidos los pasos anteriores, queda definida la geometría, propiedades y condiciones de contorno del eje ferroviario, que queda listo para ser sometido a los estudios pertinentes. La figura 8.9 muestra el eje en cuestión visualizado con la opción de realismo avanzado, que añade el efecto de la luz sobre la superficie del objeto.

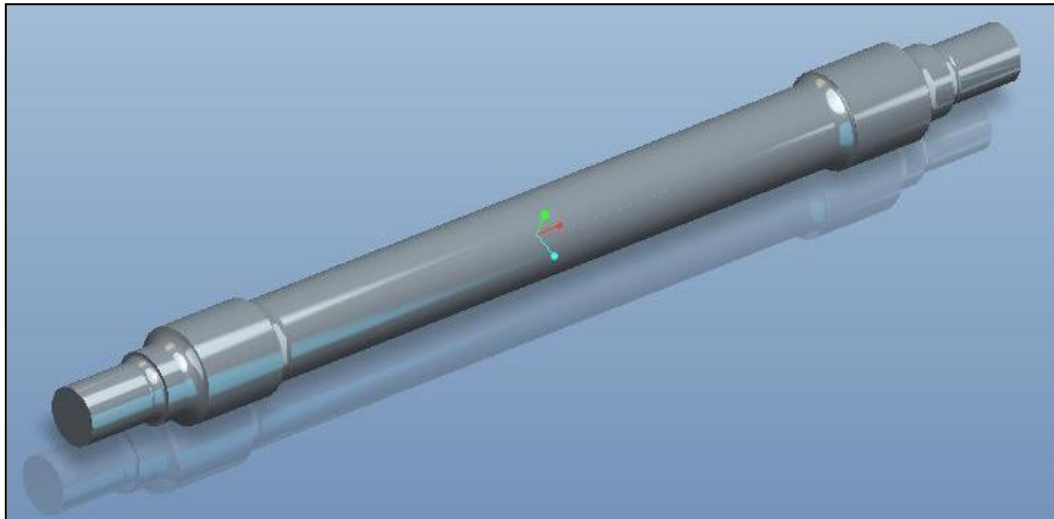



Figura 8.9 Eje modelado en Pro/ENGINEER visualizado con realismo avanzado

8.2.- GENERACIÓN DEL MALLADO

Un elemento que resulta clave al emplear herramientas MEF es el mallado del modelo. En función de éste, la herramienta dispondrá de más puntos en los que resolver las ecuaciones, y proporcionará resultados con una mayor precisión. La herramienta *AutoGEM* del módulo *Mechanica* es la encargada de todas las funciones relacionadas con la generación del mallado en Pro/ENGINEER. Los comandos del menú *AutoGEM* ayudan a verificar si *Mechanica* puede mallar el modelo con éxito antes de proceder con los análisis, permitiendo al usuario decidir cómo quiere que el modelo sea tratado durante el mallado.

8.2.1.- Caso genérico

AutoGEM genera un mallado por defecto, que no es mostrado por Pro/ENGINEER a no ser que el usuario lo pida expresamente. Para visualizar el entramado que la herramienta crea por defecto, es necesario seleccionar *AutoGem* → *Crear* → *Create* .

La Figura 8.10 muestra el mallado que *AutoGem* crea por defecto para un pistón modelado en el módulo *Estándar* de Pro/ENGINEER. Los puntos de color amarillo representan los nodos que han sido generados.

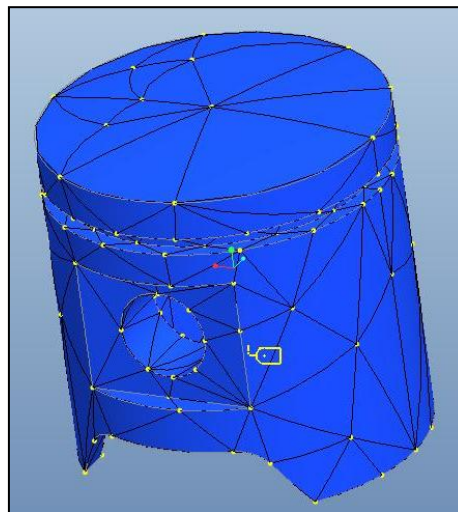



Figura 8.10 Mallado generado por defecto

Sin embargo, en función de los requisitos del estudio, el tamaño de elemento que el programa crea por defecto puede resultar excesivamente grande. En ese caso es necesario refinar el mallado. Es conveniente conocer que aumentando la densidad del mallado, aumentará el tiempo de cálculo que el solver necesite para obtener la solución, así como el volumen de datos de salida que se generen tras los análisis.

Para aumentar la densidad de nodos del modelo es necesario seleccionar el comando *AutoGEM* → *Control* . El software permite configurar el control sobre los elementos en función de diversos tipos: distribución de bordes, mínima longitud de borde, máximo tamaño de elemento, etc.

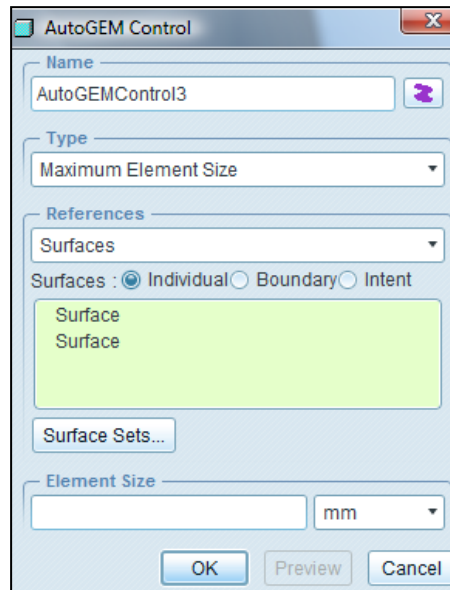


Figura 8.11 Ventana AutoGEM Control

De entre todas las opciones posibles, en este ejemplo se va a elegir la opción de tamaño máximo de elemento, ya que será la empleada en los diferentes análisis que se efectúen posteriormente. En el desplegable *Type* se escoge por tanto, *Maximum Element Size* y se asigna un valor determinado en *Element Size*. En este caso se desea refinar la malla en la superficie superior del pistón, para ello en la pestaña *References* se escoge *Surfaces* y a continuación se seleccionan las superficies deseadas. Pro/ENGINEER mostrará en tiempo real las superficies seleccionadas para facilitar el proceso de creación del mallado. Una vez se completa la definición de los diferentes parámetros se valida la operación y se crea el nuevo mallado.

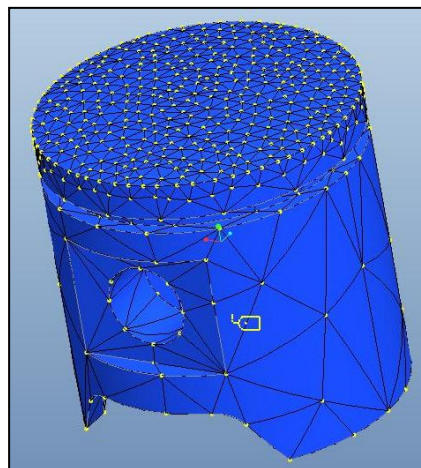


Figura 8.12 Malla refinada

Se puede observar un gran aumento del número de nodos en la zona sobre la que se ha aplicado el control, modificándose con ello las superficies adyacentes. El número de elementos varía en función del tipo y de las referencias seleccionadas.

8.2.2.- Eje ferroviario

Siguiendo los pasos descritos en el apartado anterior, se procede a mallar el eje ferroviario con los modelos de malla definidos en el Capítulo 7.

- **Mallado tipo 1: Mallado por defecto.**

La malla que *Mechanica* genera por defecto para nuestro eje presenta un total de 569 elementos tetraédricos y 240 nodos. En la Figura 8.13 puede observarse el entramado.

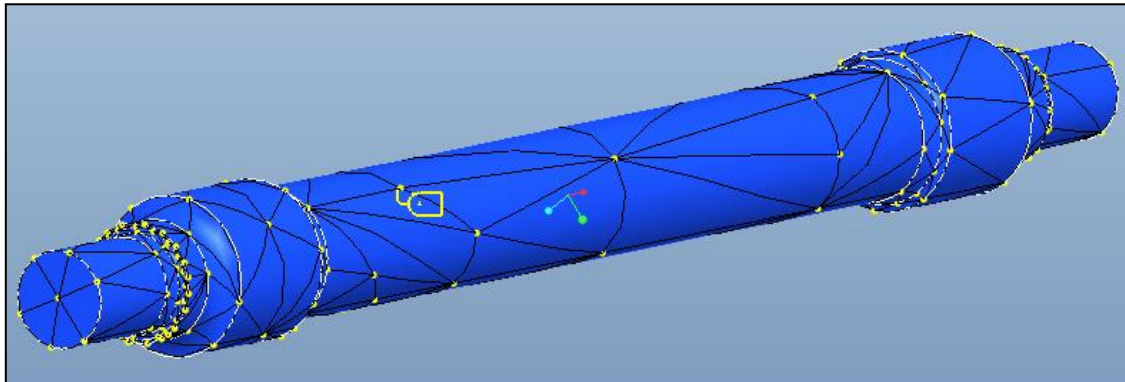


Figura 8.13 Mallado por defecto generado por la herramienta *AutoGem*

- **Mallado tipo 2: Mallado por defecto con refinamiento de malla en los cambios de sección, con un tamaño máximo de elemento de 50 mm.**

Con esta configuración la malla que se genera está compuesta por 2413 elementos tetraédricos y 670 nodos.

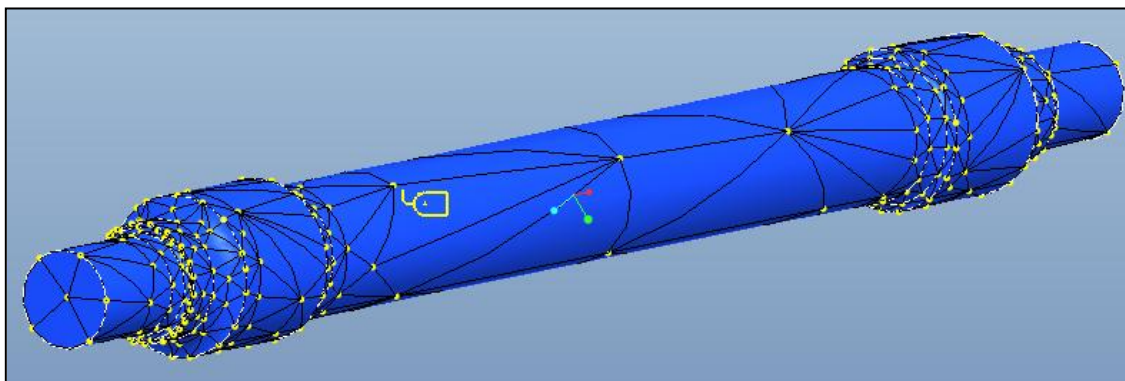


Figura 8.14 Mallado con ajuste en cambios de sección, tamaño máx de elemento 50 mm

Se puede comprobar en la Figura 8.14 como la densidad de nodos en los cambios de sección ha aumentado de forma sensible, la Figura 8.15 lo muestra con mayor claridad.

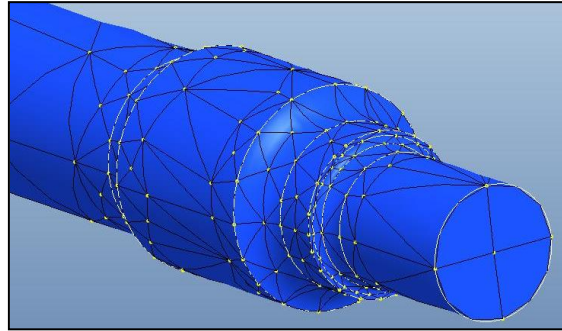


Figura 8.15 Detalle de los cambios de sección con la malla refinada a 50 mm.

- **Mallado tipo 3: Mallado por defecto con refinamiento de malla en los cambios de sección, con un tamaño máximo de elemento de 25 mm.**

Continuando con la idea del mallado anterior, se va aumentar de nuevo la densidad de nodos en los cambios de sección. Ajustando el tamaño máximo de cada elemento tetraédrico a un valor de 25 mm, se genera una malla de 6696 elementos tetraédricos y 1736 nodos. En la Figura 8.17 se muestra de forma clara como los cambios de sección presentan un número muy superior de nodos.

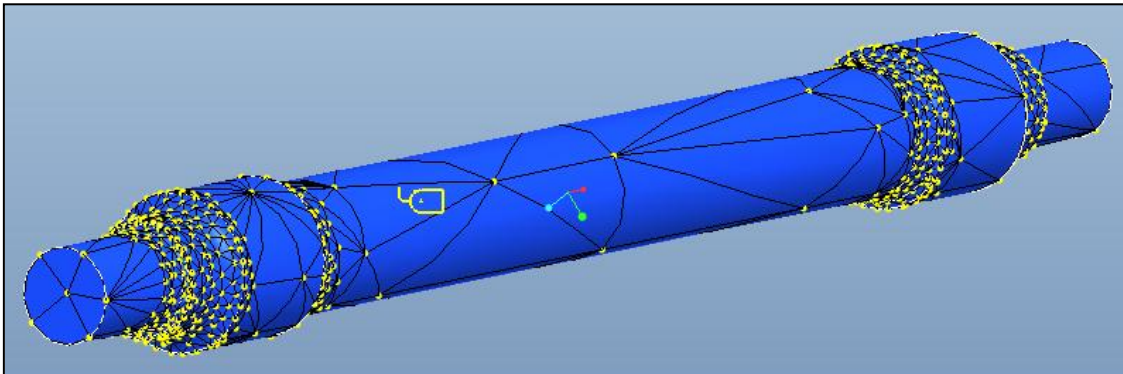


Figura 8.16 Mallado con ajuste en cambios de sección, máximo elemento 25 mm.

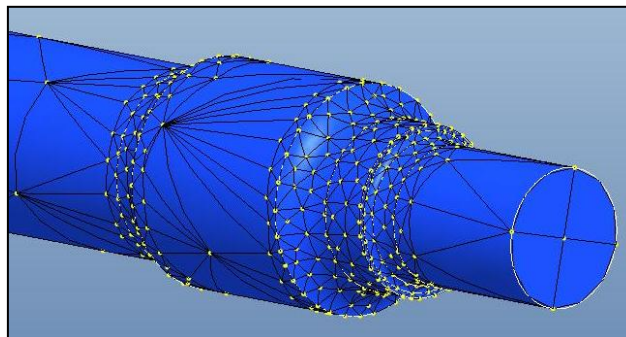


Figura 8.17 Detalle de los cambios de sección con la malla refinada a 25 mm.

- **Mallado tipo 4: Eje completo mallado con tamaño máximo de elemento 35 mm**

Las mallas de los modelos anteriores, muy útiles para el estudio de casos estáticos, presentan un mallado heterogéneo, que puede incidir negativamente en el caso de los estudios modales, por este motivo, se van a realizar 2 mallados en los que los nodos se distribuyan de forma homogénea a lo largo de todo el eje.

En esta ocasión se ha definido un tamaño máximo de elemento de 35mm, generándose una malla de 16356 elementos tetraédricos y 3896 nodos.

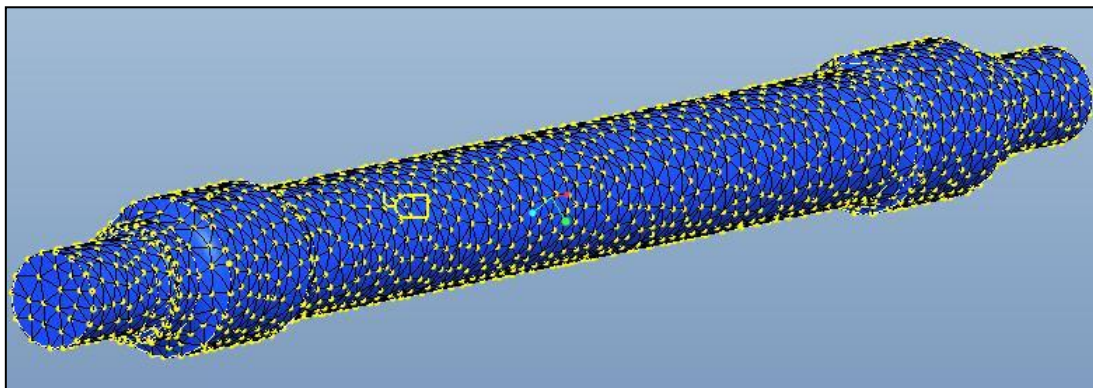


Figura 8.18 Eje completo mallado con un tamaño máximo de elemento de 35 mm

- **Mallado tipo 5: Eje completo mallado con tamaño máximo de elemento 30 mm**

La malla que se crea en estas condiciones está compuesta por 22960 elementos tetraédricos y 5427 nodos.

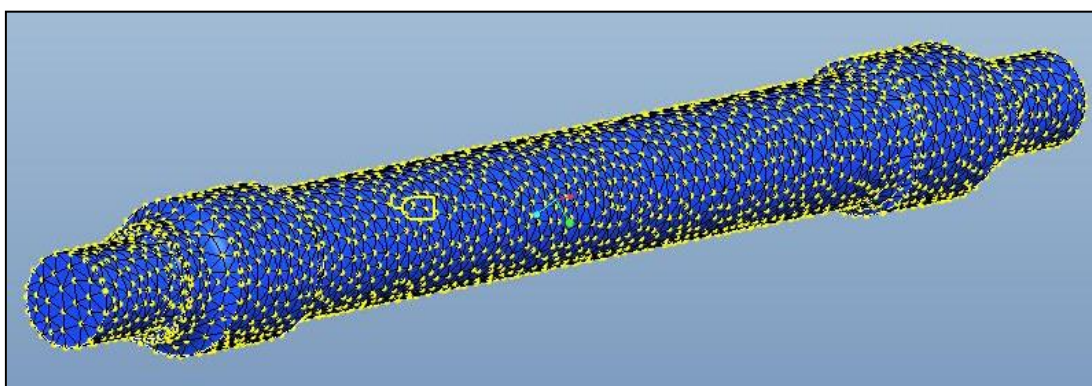


Figura 8.19 Eje completo mallado con un tamaño máximo de elemento de 30 mm

De esta manera se puede comprobar que se estudiarán diferentes mallas, desde modelos sencillos compuestos por 569 elementos tetraédricos y 240 nodos, hasta modelos más complejos con 22960 elementos y 5427 nodos con el fin de analizar la influencia del entramado en los valores de salida de los estudios.

8.3.- REALIZACIÓN DE UN ANÁLISIS MODAL

Realizar un análisis modal en Pro/ENGINEER es una tarea sencilla, para la cual se debe entrar en el módulo *Mechanica*. Una vez en éste es necesario acceder a los análisis seleccionando las siguientes opciones: *Análisis* → *Análisis/Estudios de Mechanica*. Haciendo click en la pestaña *file* se accede a la ventana de análisis.

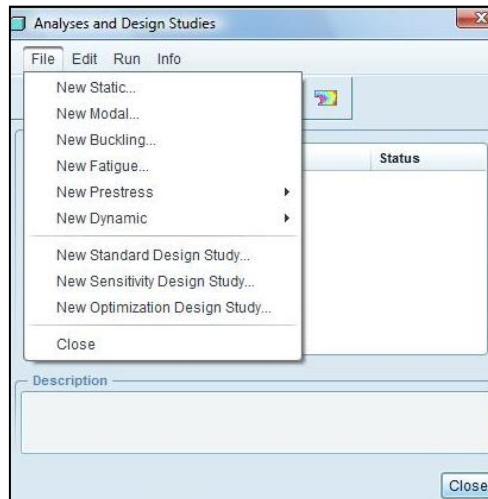


Figura 8.20 Ventana de análisis del módulo Mechanica

Se observa como Pro/ENGINEER permite realizar diversos análisis tanto estáticos como dinámicos. Para el caso que concierne a este estudio seleccionamos la opción *New Modal*. En la ventana que aparece a continuación se pueden seleccionar los parámetros del análisis.

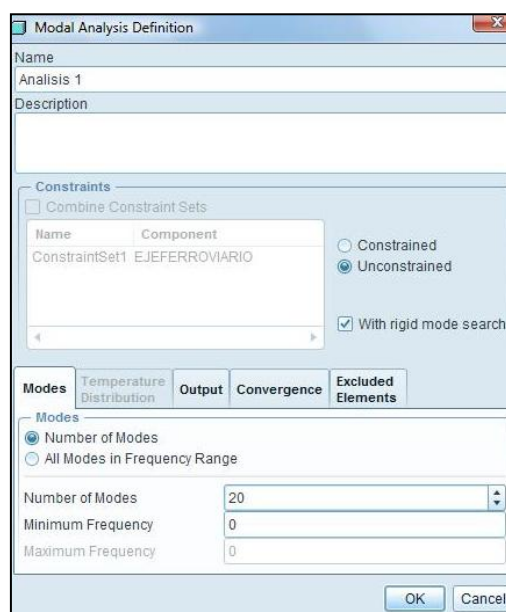


Figura 8.21 Definición del análisis modal

El objetivo propuesto para todos los análisis será el estudio de los primeros 20 modos de vibración. No obstante, el programa permite también estudiar todos los modos comprendidos entre un rango determinado de frecuencias. Además permite seleccionar si el elemento de estudio esté sin restricciones, o restringido con un conjunto de restricciones previamente definidas.

A continuación se debe seleccionar que datos se quieren obtener, además de las frecuencias y modos propios de vibración. Para ello es necesario seleccionar en la pestaña *Output* los parámetros de interés.

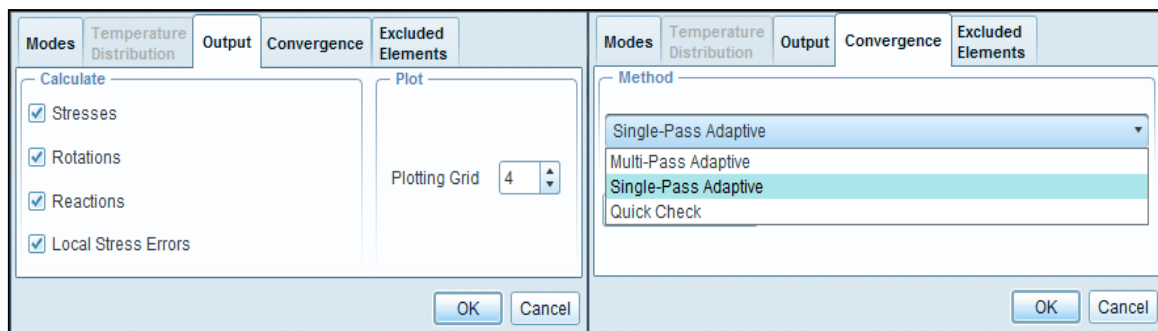


Figura 8.22 Ventana Output (izq.) y Convergence (der.).

Seleccionando la pestaña *Convergence* llegamos a uno de los elementos que van a ser objeto de estudio. En esta pestaña se ofrece la posibilidad de elegir entre tres métodos para calcular los resultados y determinar la precisión de los mismos. Los tres métodos son: *Multi-Pass Adaptive*, *Single-Pass Adaptive* y *Quick Check*.

- ***Multi-Pass Adaptive***

El programa realiza los cálculos y va aumentando el orden de los polinomios para cada elemento de borde hasta que los criterios de convergencia se cumplan. Es necesario entonces definir el mínimo y el máximo orden de polinomio, así como el porcentaje de convergencia. El programa converge cuando la diferencia entre los resultados del paso actual y el anterior es menor que el porcentaje especificado, o cuando se alcance el máximo nivel de orden de polinomio.

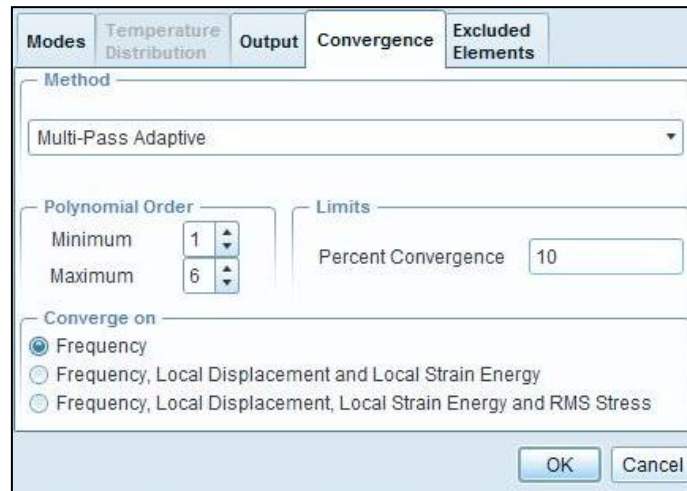


Figura 8.23 Ventana asociada al método *Multi-Pass Adaptive*

○ ***Single-Pass Adaptive***


Pro/ENGINEER comienza con una primera resolución con polinomio de orden 3 y determina un error de estimación en la tensión local. Usando este error de estimación, el módulo de *Mechanica* determina una nueva distribución de orden de polinomio y realiza un paso final. *Mechanica* muestra la estimación del error RMS (*Root Mean Square*) en un documento resumen, por lo que se puede comprobar la calidad de la solución. En el caso de que el error estimado del análisis *Single-Pass Adaptive* fuera demasiado grande y no aceptable, entonces sería aconsejable realizar el *Multi-Pass Adaptive*.

○ ***Quick Check:***

Es un sencillo análisis que se aconseja para verificar que se han definido bien las condiciones del problema. *Mechanica* realiza una solución rápida con polinomio de tercer orden.

Tabla 3 Comparativa entre *Single-Pass Adaptive* y *Multi-Pass Adaptive*

Single-Pass Adaptive	Multi-Pass Adaptive
<ul style="list-style-type: none"> - Primer paso <ul style="list-style-type: none"> ❖ Polinomial order = 3 ❖ Estimación de errores de esfuerzos locales ❖ Nuevo PO para todos los bordes necesarios - Segundo paso= Último paso 	<ul style="list-style-type: none"> - Primer paso: PO = 1 - Segundo paso <ul style="list-style-type: none"> ❖ PO = 2 ❖ Comparar resultados; % de variación calculado para cada borde ❖ Incrementa en uno el PO cuando sea preciso ○ Repetir hasta que converja la solución

Para empezar con la simulación es necesario darle la orden a la herramienta mediante el comando *Run*→ *Start* .

Como se ha podido ver en la Figura 8.22 otra de las opciones que presenta Pro/ENGINEER es definir la densidad de la red que determina dónde *Mechanica* calcula los resultados (*Plotting Grid*). El valor de *Plotting Grid* representa el número de intervalos a lo largo de cada elemento que *Mechanica* utiliza para crear redes de trazado. *Mechanica* calcula los valores en las intersecciones de las líneas de la cuadrícula. El valor por defecto es 4, el programa lo define como adecuado para un análisis estándar pero aconseja que si se encuentran variaciones rápidas de tensión o desplazamiento en un elemento, se especifique un refinamiento mayor para captar con más precisión los resultados pico. La elección del valor de *Plotting Grid* será también objeto del estudio.

8.3.1.- Análisis efectuados en el estudio de sensibilidad

Una vez se han descrito las particularidades de Pro/ENGINEER para la realización de un análisis, se van a citar todos los análisis que serán realizados en el estudio de sensibilidad. La metodología se presenta en esquemas, que muestran de forma visual e intuitiva las características de los análisis serán efectuados. De esta manera se completa la información facilitada en el Capítulo 7.2 acerca del estudio de sensibilidad del modulo *Mechanica* para la resolución de análisis en Pro/ENGINEER.

Los mallados tipo 1, 2 y 3 van a estudiarse con exactamente los mismos parámetros referidos al solver del programa. En el caso de las opciones *Plotting Grid*, Máximo orden polinomial y Criterio de convergencia van a estudiarse los valores que por defecto muestra el programa y el valor de máxima resolución que está permitido por el mismo.

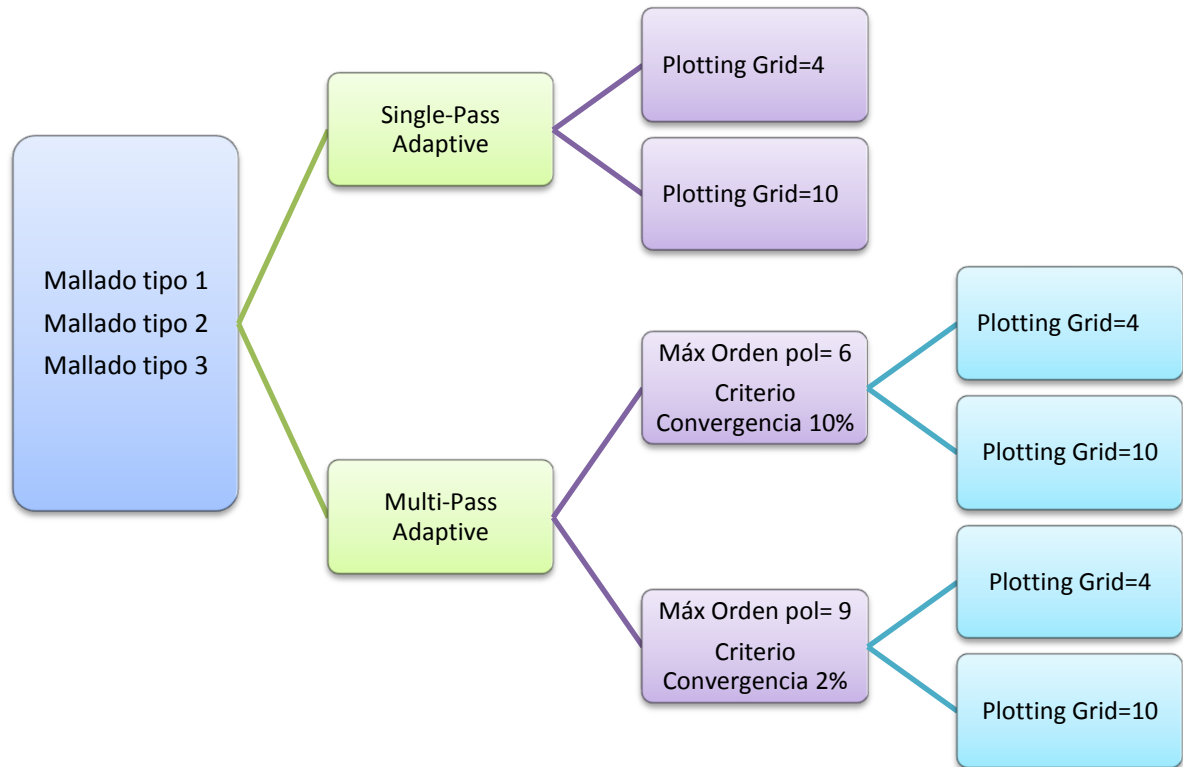


Figura 8.24 Análisis realizados con mallados tipo 1, 2 y 3 en el estudio sensibilidad

En el caso de los mallados tipo 4 y 5 se van a seguir las indicaciones del servicio de asistencia de PTC [19] , y por ello el *Plotting Grid* se estudiará con valores de 2 y 4 en lugar de 4 y 10, ya que se trata de mallas con un número de elementos más elevado.

Plotting Grid especifica el número de puntos de resolución que son estudiados por el *Post-Processor*. Una malla de valor 4 (el valor por defecto) genera 25 puntos de resolución por cada cara de elemento, una malla de valor 7 genera 64. La fórmula que lo rige es $n = (p + 1)^2$ donde p es el valor de *Plotting Grid* y n el número de resultados por cara. Sólo interesa aumentar el valor de *Plotting Grid* si hay relativamente pocos elementos (menos de 2000 elementos) o si se presentan discontinuidades en los datos de salida. Para modelos muy grandes (con más de 15000 elementos) se puede reducir el valor de *Plotting Grid* para salvar espacio en el disco y mejorar los tiempos de cálculo.

Al igual que en los casos anteriores, se presentan los análisis a estudio por medio de un esquema en la Figura 8.25

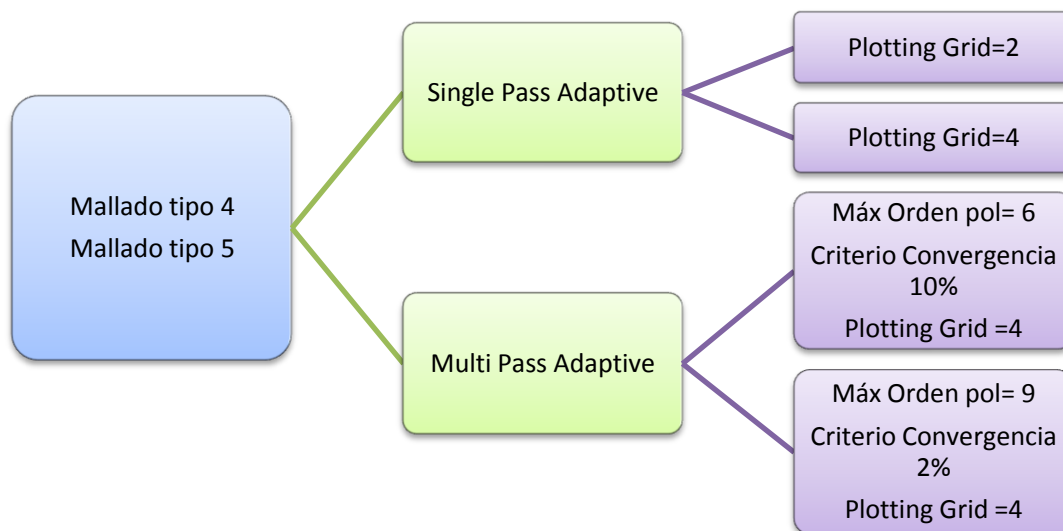


Figura 8.25 Análisis con mallas tipo 4 y 5 realizados en el estudio de sensibilidad

8.4.- MODELADO DE LAS GRIETAS INTRODUCIDAS EN EL EJE

Se van a modelar dos geometrías de grieta diferentes, que además verán sus dimensiones modificadas (grosor, profundidad, etc.) con el fin de obtener un estudio más amplio. Como se ha planteado en el Capítulo 7 cada una de las grietas será generada en 8 zonas diferentes del eje, que se consideran potencialmente críticas. La definición de cada grieta, por tanto, ya se ha planteado en el Capítulo 7, en éste únicamente se describirá el proceso de creación de las mismas en Pro/ENGINEER.

Se muestra la Figura 8.26 con el fin de hacer más intuitivo el proceso de modelado de las grietas.

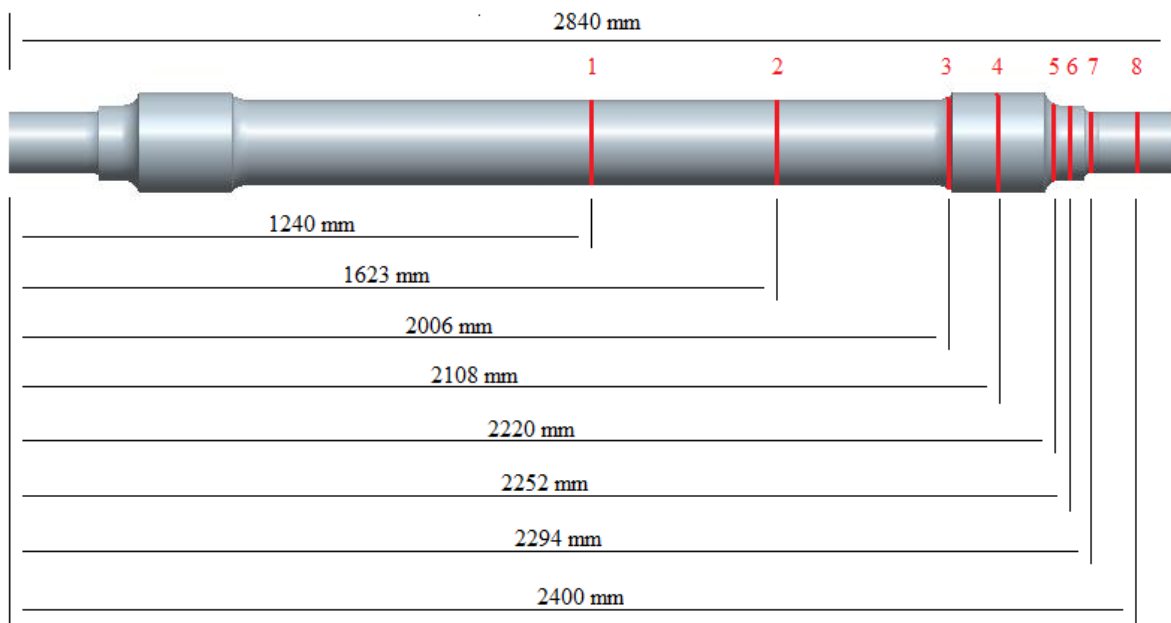


Figura 8.26 Zonas de generación de grieta

Teniendo en cuenta que la sección del eje no es constante, si no que varía en función de su longitud, es necesario disponer de los valores de diámetros que corresponden a la localización de cada grieta, para poder modelarlas.

Tabla 4 Relación de diámetros con posiciones de grieta

Número de grieta	Posición (mm)	Diámetro de eje (mm)
1	1240	180
2	1623	180
3	2006	202,4
4	2108	214
5	2220	174,5
6	2252	159,5
7	2294	135,5
8	2400	130

○ *Modelo 1.1*

Para crear las grietas se hará uso de nuevo del módulo *Estándar* de Pro/ENGINEER, trabajando a partir del archivo .prt que se ha generado al modelar el eje ferroviario.


En primer lugar, se crea un plano tangente al eje en la superficie en la que se quiere generar la grieta. Seleccionamos la herramienta *Plano*  y el sistema muestra una ventana en la que se selecciona la referencia y el valor de desvío respecto a ésta. Es posible modificar el ángulo de inclinación del plano creado, en caso de ser necesario.



Figura 8.27 Ventana de definición de plano

Una vez se ha definido el plano, se modela el esbozo de la grieta resultando el siguiente:

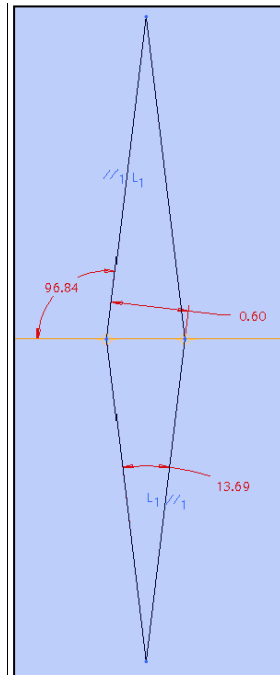




Figura 8.28 Esbozo de grieta modelo 1.1

Después de crear el esbozo, el siguiente y último paso es proyectar el esbozo en el eje, empleando la herramienta *Extruir* , también accesible desde el comando *Insertar*→*Extruir*, en el cual se asigna el valor deseado a la profundidad de la extrusión.

En el caso concerniente a la grieta nuestro objetivo no es añadir material, si no eliminarlo. Para realizar esta acción es necesario seleccionar la operación *Quitar material* .

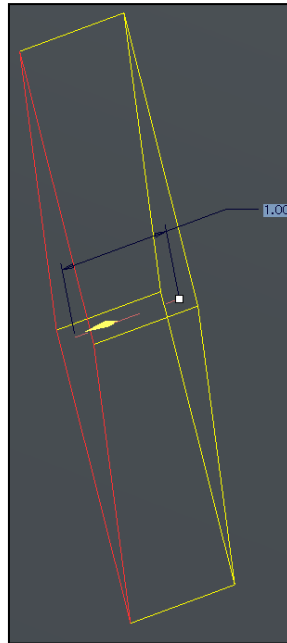


Figura 8.29 Extrusión de grieta tipo 1.1

El resultado de la creación de la grieta es el mostrado en la Figura 8.30. En ella, la superficie del eje se muestra en color diferente al propio para resaltar la geometría de la grieta.

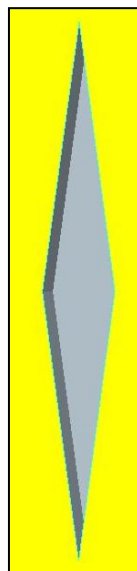


Figura 8.30 Modelo de grieta 1.1 (5x0.6x1mm)

○ **Modelo 1.2**

Como se ha comentado anteriormente, sobre el modelo ya creado van a generarse diferentes modificaciones, para ampliar el estudio. Pro/ENGINEER presenta una característica muy interesante, y es la posibilidad de modificar las dimensiones de cotas de un elemento y ver los cambios que se producen de forma instantánea. A partir del archivo creado, basta con ir al Árbol del modelo y seleccionar el esbozo con el botón derecho del ratón. Se mostrará la opción *Editar definición* y entonces es posible modificar el esbozo, en nuestro caso se duplicará la dimensión de la diagonal mayor, resultado una grieta de 10x0.6x1 mm.

Con este sencillo paso, se evita la necesidad de definir el plano de referencia y la extrusión del esbozo de nuevo. La geometría de la nueva grieta queda definida en la Figura 8.31

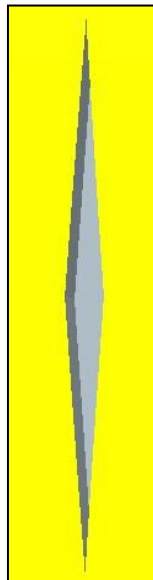


Figura 8.31 Modelo de grieta 1.2 (10x0.6x1mm)

○ **Modelo 1.3**

Sobre el modelo de grieta 1.1 se ha modificado el valor de profundidad hasta un valor de 40 mm sobredimensionado con el fin de maximizar las diferencias que puedan presentarse.

Para generar la grieta se opera de forma análoga al modelo 1.2, en este caso, es necesario seleccionar con el botón derecho la operación de extrusión en el Árbol del modelo. De esta manera, se puede modificar el valor de la profundidad de la extrusión, y queda definida la nueva grieta.

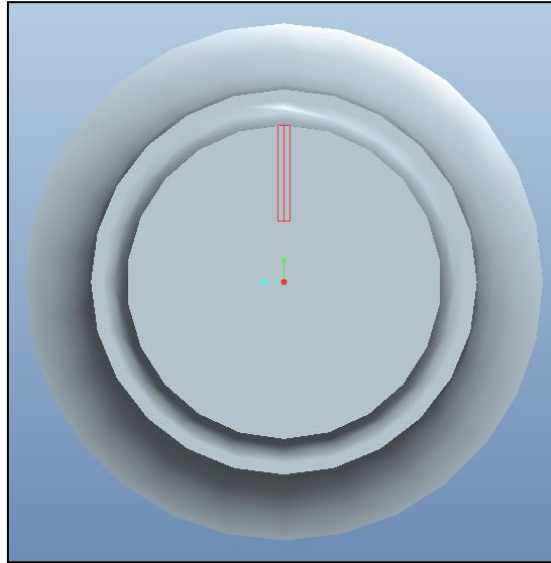


Figura 8.32 Profundidad de grieta modelo 1.3

○ **Modelo 2.1**

La metodología para generar la geometría del modelo de grieta 2 varía frente a la del modelo anterior.

En primer lugar es necesario conocer el diámetro del eje en las zonas de generación de grieta. A continuación se crea un plano xy situado en aquella zona en la que se quiera definir la grieta. Tras definir el plano se selecciona la herramienta de esbozo. Es necesario crear una circunferencia soporte que coincida con el diámetro exacto del eje en la zona de generación de grieta. A partir de ésta se crean los 3 puntos que definirán la grieta. Para modelar la grieta 2.1 se crea una recta de 10 mm en dirección radial y en sentido hacia el interior de la circunferencia. Desde este punto se trazan 2 rectas perpendiculares de 25mm cada una. Se trazan rectas perpendiculares a estas, intersecando a la circunferencia por dos puntos. Una vez hechos estos sencillos pasos, ya tenemos los 3 puntos que definen la circunferencia que generará la grieta.

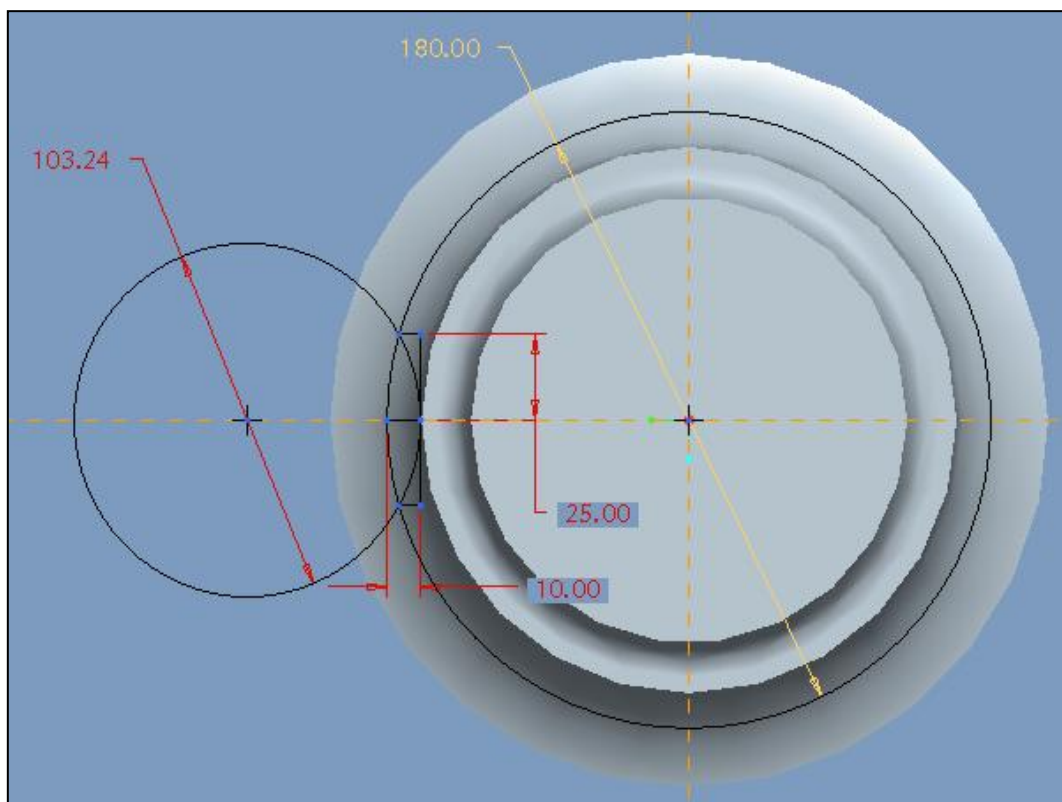


Figura 8.33 Esbozo de grieta modelo 2.1

Para finalizar el esbozo se eliminan todos los elementos excepto la última circunferencia creada y se valida el esbozo. Seleccionamos la herramienta de extrusión y se asigna el valor deseado, en nuestro caso para que la grieta presente el mismo grosor en todos los modelos es de 0.6mm

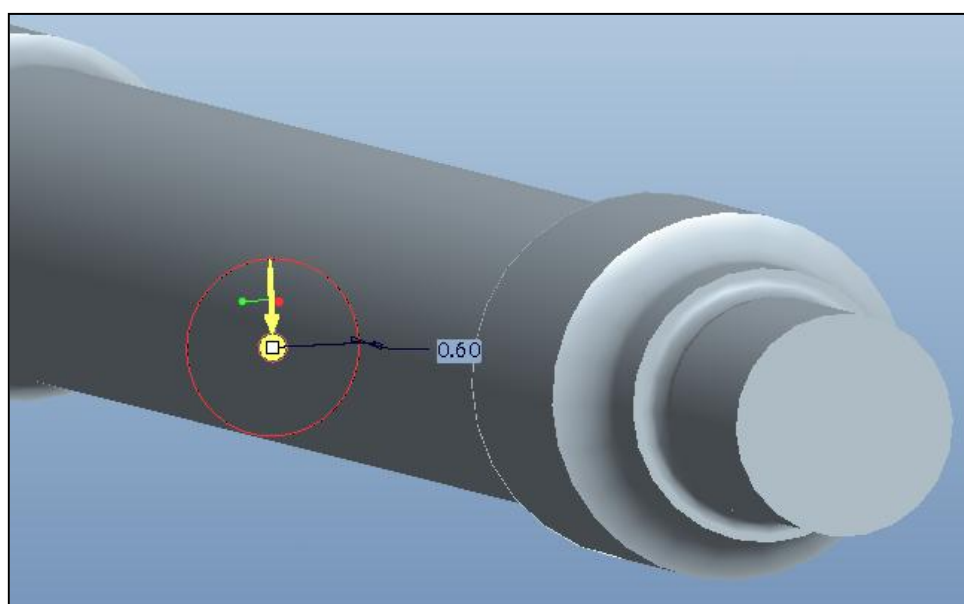


Figura 8.34 Extrusión de grieta tipo 2

De esta manera la grieta queda definida por completo, con el siguiente resultado:

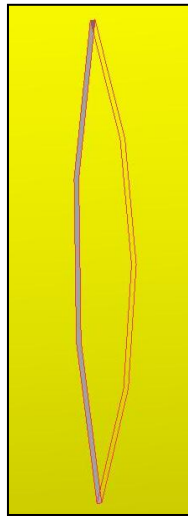


Figura 8.35 Modelo de grieta tipo 2.1 (10x0.6x50mm)

○ **Modelo 2.2**

Se partirá del diseño de la grieta anterior para crear una entalla de mayor tamaño, que implique una reducción de volumen, que si bien es pequeña en el total del eje, es más notable que la que generan las grietas. Como se explicó en el Capítulo 2, las frecuencias naturales dependen únicamente de la masa y de la rigidez del elemento, por ello se considera oportuno el estudio de una entalla con estas características.

Así, partiendo del modelo tipo 2.1, se edita la extrusión del esbozo (tal y como se ha realizado en el modelo 1.3) para que en lugar de 0,6mm, presente un valor de 20mm. El resultado de la nueva extrusión se puede apreciar en la Figura 8.36.

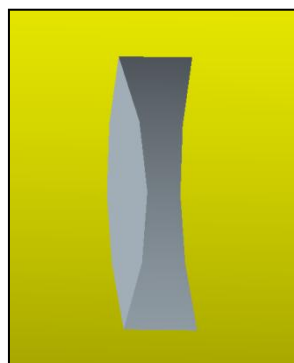


Figura 8.36 Modelo de grieta 2.2 (10x20x50mm)

○ **Modelo 2.3**

Continuando con la geometría planteada en el modelo 2.1 y realizándose de forma análoga se ha aumentado de forma notable el tamaño la grieta, dotándola de unas dimensiones de 50 x 0,6 x 100 mm, que implican una profundidad del orden de un 30% del diámetro del eje, en función de la posición a lo largo del mismo.

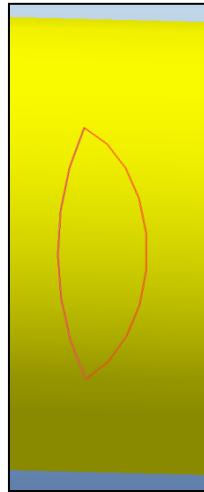


Figura 8.37 Modelo de grieta 2.3 (50 x 0,6 x 100 mm)

○ **Modelo 2.4**

Para concluir se han incrementado de nuevo las dimensiones de la grieta, alcanzando un valor de 90 x 0,6 x 140 mm, suponiendo de media una profundidad de grieta del 55% del diámetro del eje.

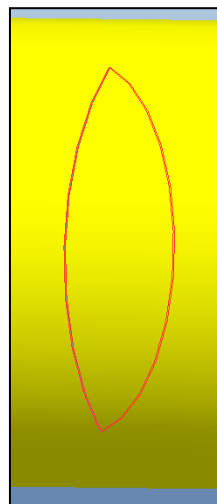


Figura 8.38 Modelo de grieta 2.3 (90 x 0,6 x 140 mm.)

Cabe destacar que estos procesos han sido realizados para cada una de las 8 posiciones definidas anteriormente.

8.5.-VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS.

Una vez han sido efectuados los análisis, es necesario extraer los resultados de los mismos.

En Pro/ENGINEER se accede a esta función desde *Aplicaciones*→*Resultados de Mechanica* en la barra de herramientas. A continuación se selecciona *Insert*→*Result Window* y se elige el archivo del análisis deseado desde el explorador. En la Figura 8.39 se han recopilado los elementos más significativos para la definición de la ventana de resultados, relativa a los análisis modales.

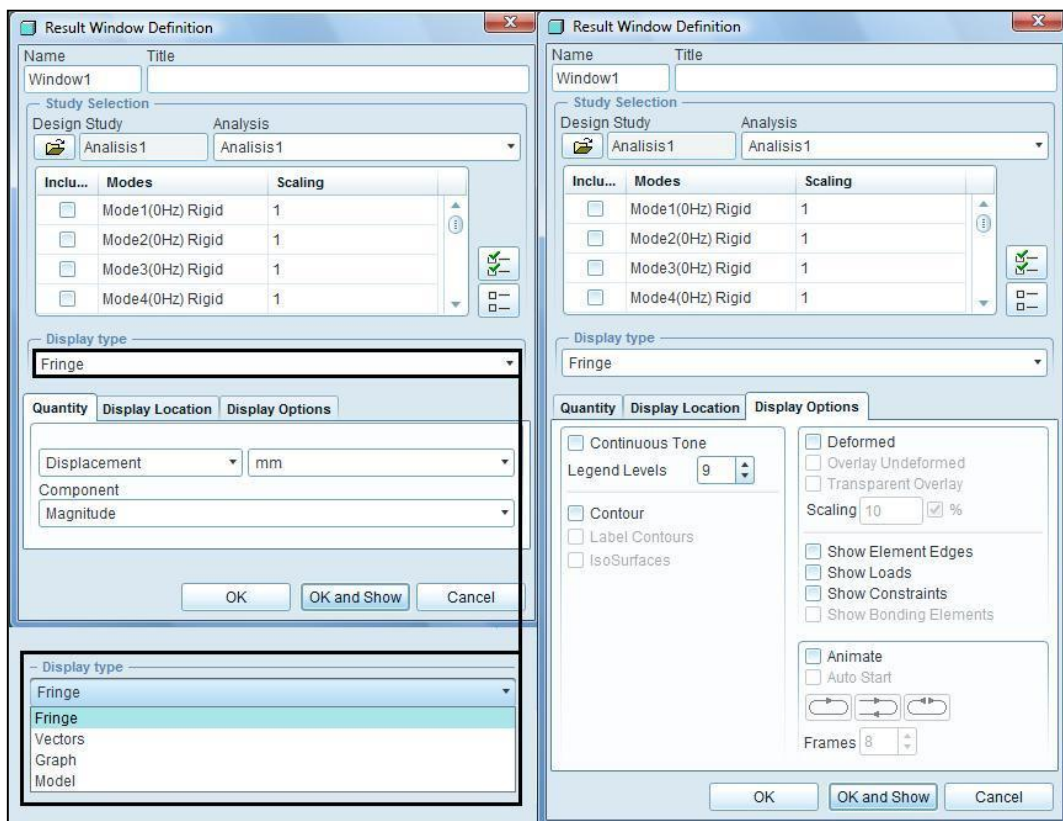


Figura 8.39 Definición de ventana de resultados

En ella se puede seleccionar el modo propio que se desea visualizar, o incluso una combinación de éstos.


En la pestaña *Display type* es posible elegir cuatro tipos de visualización de resultados.

- *Fringe*: el muestreo se hace mediante franjas de diferentes colores en función de la magnitud elegida y de su intensidad.
- *Vectors*: los resultados se representan por medio de vectores en distintos colores en función de la intensidad de la magnitud, además permiten visualizar el sentido de la magnitud de estudio.
- *Graph*: mediante esta opción se pueden obtener las gráficas correspondientes a las diferentes curvas o aristas de la pieza o conjunto analizado.
- *Model*: muestra únicamente las aristas de la pieza o conjunto del cual se han obtenido los resultados.

La pestaña *Quantity* permite obtener los resultados del análisis en cuanto a sus características cuantitativas se refiere. Se puede seleccionar *Stress* (tensión), *Displacement* (desplazamiento), *Strain* (deformación), *Strain Energy* (energía de deformación) en multitud de unidades así como otros parámetros que no son objeto de estudio en este proyecto.

En la pestaña *Display Options* se ofrecen variedad de opciones de visualización que permite el programa. En el caso de los desplazamientos que se producen son muy interesantes las opciones *Deformed* (que permite ver el objeto deformado) y *Animate* (que muestra una animación del comportamiento de la pieza o conjunto estudiado).

Una vez se hace click en *Ok and Show* aparece la ventana con la visualización deseada.

Es posible añadir tantas ventanas como se desee, seleccionando de nuevo *Insert* → *Result Window* o directamente pulsando el icono  situado en la barra de herramientas.

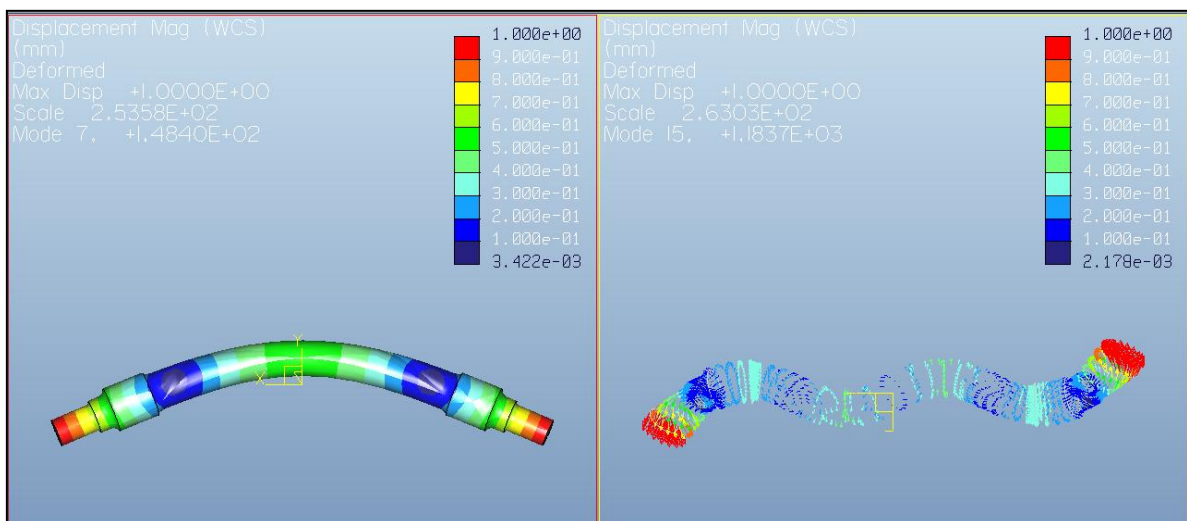


Figura 8.40 Visualización de resultados *Display type Fringe* (izq) y *Vectors* (der)





CAPÍTULO 9

RESULTADOS



9.1.- ANALISIS MODAL PREVIO

A lo largo de los capítulos 7 y 8 se ha definido la metodología a seguir durante la realización del estudio y la manera de efectuarlo mediante Pro/ENGINEER. En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en todos los análisis realizados para la ejecución del proyecto, siguiendo el planteamiento descrito en el capítulo 7.

Se ha realizado un análisis modal previo del eje nuevo, esto es, sin ningún tipo de desperfecto, con todos los valores preestablecidos por defecto en Pro/ENGINEER siguiendo los pasos descritos en el Capítulo 8. La Tabla 5 muestra los resultados obtenidos en el mismo.

Tabla 5: Primeras 20 frecuencias naturales del eje

Frecuencia propia (Hz)	Libre	Eje restringido
Mode1	0,000	323,556
Mode2	0,000	323,625
Mode3	0,000	835,501
Mode4	0,000	835,916
Mode5	0,000	1048,21
Mode6	0,000	1381,52
Mode7	148,398	1383,94
Mode8	148,445	1384,94
Mode9	403,570	1386,13
Mode10	403,583	1520,82
Mode11	655,747	1521,17
Mode12	760,585	1618,17
Mode13	761,129	2097,8
Mode14	1077,120	2321,36
Mode15	1183,680	2322,69
Mode16	1185,120	3138,87
Mode17	1415,170	3206,24
Mode18	1615,450	3209,48
Mode19	1616,090	3227
Mode20	2060,890	3434,84

Como puede observarse, la frecuencia de vibración va aumentando a medida que aumenta el modo.

Se observa también que para el caso del eje sin restricciones existen 6 modos rígidos, que coinciden con los 6 grados de libertad del eje en el espacio. Se puede comprobar además, que los valores de las frecuencias propias del eje restringido son notablemente más altos.

A priori resulta interesante observar que algunos de los modos consecutivos presentan valores muy próximos en sus frecuencias, esto será explicado más adelante.

La Figura 9.1 muestra los resultados de la Tabla 5 en una gráfica que permite visualizar la diferencia entre el eje libre y el restringido.

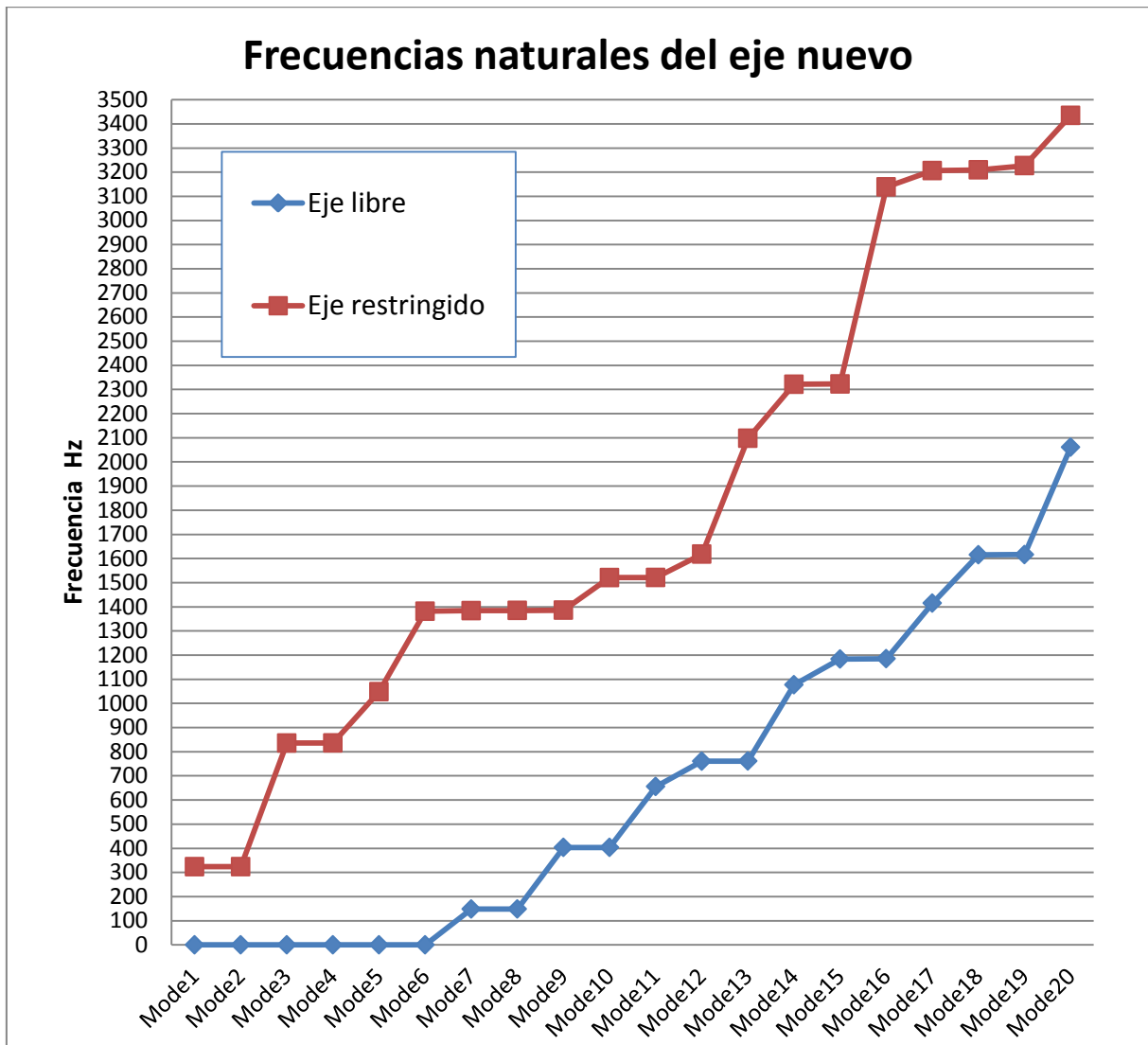


Figura 9.1 Frecuencias naturales del eje nuevo, análisis previo.

9.2.- ESTUDIO DE SENSIBILIDAD

En el apartado anterior se ha realizado un análisis modal del eje, con todos los parámetros relativos al *solver* de *Mechanica* en su valor por defecto. Como ya se ha tratado anteriormente, las herramientas MEF son significativamente sensibles a parámetros tales como el mallado del elemento, el criterio de convergencia, etc. Por ello, es necesario realizar un estudio que analice su influencia en los valores de salida de los análisis. Con el objetivo de ajustar las opciones del programa para obtener una relación óptima entre la precisión de los resultados y el tiempo de cálculo necesario, se ha realizado el presente estudio de sensibilidad de Pro/ENGINEER. Las bases del estudio ya se han definido y planteado en los Capítulos 7 y 8. A continuación se presentan los resultados obtenidos en los mismos, mediante tablas auto-explicativas que clasifican los análisis. La última de las filas de cada tabla, muestra el valor del tiempo de computación que ha sido necesario para la obtención de la solución.

9.2.1.- Valores obtenidos en los análisis realizados

○ Mallado tipo 1: Mallado por defecto.

En la Tabla 6 se presentan los resultados de los análisis realizados con el mallado que AutoGem genera por defecto.

Tabla 6. Análisis de sensibilidad: Mallado tipo 1

Frecuencia propia(Hz)	Mallado por defecto 569 elementos y 240 nodos					
	Single Pass Adaptive		Multi Pass Adaptive			
	PG=4	PG=10	Max orden polinomio 6 convergencia 10%		Max orden polinomio 9 Convergencia 2%	
			PG =4	PG=10	PG =4	PG=10
Mode1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode3	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode5	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode6	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode7	148,398	148,398	148,364	148,364	148,358	148,358
Mode8	148,445	148,445	148,399	148,399	148,393	148,393
Mode9	403,570	403,570	403,063	403,063	402,984	402,984
Mode10	403,583	403,583	403,216	403,216	403,123	403,123
Mode11	655,747	655,747	655,469	655,469	655,442	655,442
Mode12	760,585	760,585	758,939	758,939	758,462	758,462
Mode13	761,129	761,129	759,013	759,013	758,555	758,555
Mode14	1077,120	1077,120	1077,010	1077,010	1076,960	1076,960
Mode15	1183,680	1183,680	1175,400	1175,400	1174,320	1174,320
Mode16	1185,120	1185,120	1175,770	1175,770	1174,670	1174,670
Mode17	1415,170	1415,170	1413,720	1413,720	1413,520	1413,520
Mode18	1615,450	1615,450	1606,440	1606,440	1603,700	1603,700
Mode19	1616,090	1616,090	1607,430	1607,430	1604,020	1604,020
Mode20	2060,890	2060,890	2032,380	2032,380	2029,440	2029,440
Tiempo de cálculo	35"	3'	3' 40"	7' 15"	4' 22"	12' 47"

En estos primeros análisis se pueden observar varios aspectos a tener en cuenta:

- Aumentar el valor de *Plotting Grid* conlleva un incremento considerable del tiempo de cálculo y sin embargo no muestra diferencias en el valor de las frecuencias naturales (sí lo hace en el resto de datos de salida, como se explicará más adelante).

- Aparecen modos más sensibles que otros a los diferentes métodos de resolución.
- Existe una diferencia sustancial entre los resultados reportados por el método Single-Pass Adaptive y los resultados reportados por el método Multi-Pass Adaptive. Estas diferencias llegan a ser de hasta 30 Hz e implican una variación del orden de 1,45% en frecuencia (modo 20)

Es necesario profundizar en el estudio ejecutando un mayor número de análisis en los que se modifique la densidad del mallado para poder extraer conclusiones más concretas.

- **Mallado tipo 2: Mallado por defecto con refinamiento de malla en los cambios de sección, con un tamaño máximo de elemento de 50 mm.**

Tabla 7. Análisis de sensibilidad: mallado tipo 2

Frecuencia propia (Hz)	Refinamiento en cambios de sección, tamaño max 50 mm. 2413 elementos y 670 nodos					
	Single Pass Adaptive		Multi Pass Adaptive			
	PG=4	PG=10	Max orden polinomio 6 convergencia 10%		Max orden polinomio 9 Convergencia 2%	
			PG =4	PG=10	PG =4	PG=10
Mode1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode3	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode5	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode6	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode7	148,312	148,312	148,291	148,291	148,287	148,287
Mode8	148,376	148,376	148,344	148,344	148,342	148,342
Mode9	403,467	403,467	402,956	402,956	402,916	402,916
Mode10	403,694	403,694	403,058	403,058	402,995	402,995
Mode11	655,168	655,168	655,127	655,127	655,116	655,116
Mode12	759,543	759,543	759,006	759,006	758,312	758,312
Mode13	760,283	760,283	759,146	759,146	758,404	758,404
Mode14	1076,700	1076,700	1076,680	1076,680	1076,680	1076,680
Mode15	1188,660	1188,660	1174,590	1174,590	1173,770	1173,770
Mode16	1195,330	1195,330	1174,960	1174,960	1174,070	1174,070
Mode17	1414,270	1414,270	1413,880	1413,880	1413,700	1413,700
Mode18	1624,660	1624,660	1612,880	1612,880	1602,990	1602,990
Mode19	1629,320	1629,320	1614,910	1614,910	1603,190	1603,190
Mode20	2066,340	2066,340	2039,790	2039,790	2030,230	2030,230
Tiempo de cálculo	2' 45"	9' 10"	15' 10"	48' 09"	49' 11"	3 h 15'

- A la vista de estos resultados podemos afirmar con mayor seguridad que los modos 16-20 son los más sensibles a los diferentes métodos de resolución.
 - Estos valores, comparados con los obtenidos con el mallado por defecto son más altos y no muestran una tendencia clara de convergencia.
 - Es preciso destacar que el último de los análisis ha tenido un tiempo de resolución de 3 horas 15 minutos, frente a los 35 segundos del primer análisis realizado en este estudio.
- **Mallado tipo 3: Mallado por defecto con refinamiento de malla en los cambios de sección, con un tamaño máximo de elemento de 25 mm.**

Con este mallado han empezado a presentarse problemas en el solver y los dos últimos análisis han terminado con errores fatales. Este problema y otros que han ocurrido durante la realización de este estudio serán tratados en el apartado Observaciones.

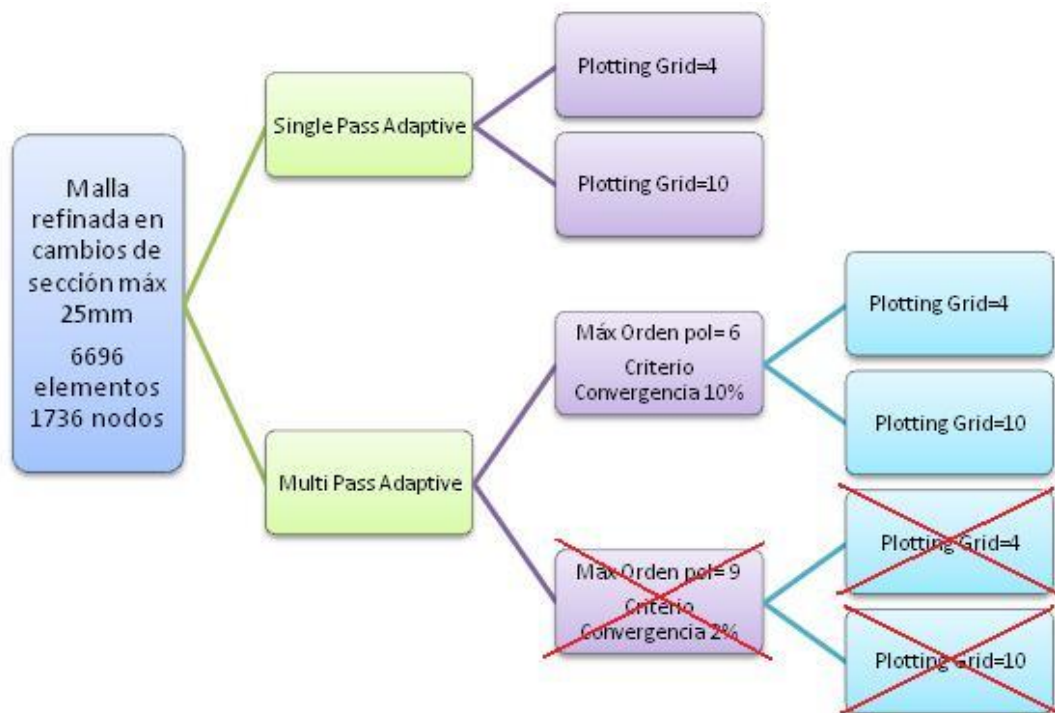


Figura 9.2 Análisis fallidos con mallado tipo 3

Debido al cierre inesperado de los dos análisis realizados con un orden máximo de polinomio 9 y un criterio de convergencia del 2%, sus soluciones han sido retiradas de la Tabla 8, que recoge los resultados obtenidos para esta malla.

Tabla 8. Análisis de sensibilidad: mallado tipo 3

Frecuencia propia (Hz)	Refinamiento en cambios de sección, tamaño max 25 mm. 6696 elementos y 1736 nodos			
	Single Pass Adaptive		Multi Pass Adaptive	
	PG=4	PG=10	Max orden polinomio 6 convergencia 10%	
			PG =4	PG=10
Mode1	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode2	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode3	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode4	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode5	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode6	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode7	148,329	148,329	148,302	148,302
Mode8	148,410	148,410	148,378	148,378
Mode9	403,353	403,353	403,024	403,024
Mode10	403,663	403,663	403,276	403,276
Mode11	655,377	655,377	655,244	655,244
Mode12	759,335	759,335	759,638	759,638
Mode13	759,550	759,550	759,817	759,817
Mode14	1076,780	1076,780	1076,770	1076,770
Mode15	1187,530	1187,530	1177,700	1177,700
Mode16	1189,100	1189,100	1177,790	1177,790
Mode17	1414,680	1414,680	1414,130	1414,130
Mode18	1617,990	1617,990	1628,870	1628,870
Mode19	1620,470	1620,470	1631,310	1631,310
Mode20	2073,160	2073,160	2044,710	2044,710
Tiempo de cálculo	9' 16 "	30' 40"	1h 25'	3h 10 '

- Los valores reportados por los análisis efectuados con esta malla continúan aumentando y los datos siguen sin mostrar una tendencia asintótica que pueda indicar donde converge la solución.
- Como cabe esperar, el aumento del número de nodos, implica un mayor tiempo de resolución.
- Se va a descartar este tipo de mallado, caracterizado por una malla heterogénea y habitual en análisis estáticos ya que la distribución no uniforme de los nodos puede falsear la rigidez del eje ferroviario.

○ **Mallado tipo 4: Eje completo mallado con tamaño máximo de elemento 35 mm**

Descartados los mallados 2 y 3 por presentar un mallado no uniforme, se va a estudiar el eje con un entramado homogéneo. La cantidad de nodos creados de esta manera aumenta de forma considerable y por ello es aconsejable modificar los valores de Plotting Grid, tal y como se ha explicado en el Capítulo 8. La tabla 9 presenta los resultados obtenidos tras los análisis.

Tabla 9. Análisis de sensibilidad: mallado tipo 4

Frecuencias propias (Hz)	Eje completo mallado con tamaño máx 35mm. 16356 elementos y 3896 nodos			
	Single Pass Adaptive		Multi Pass Adaptive	
	PG = 2	PG=4	Max orden polinomio 6 Convergencia 10% PG= 4	Max orden polinomio 9 Convergencia 2% PG= 4
Mode1	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode2	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode3	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode4	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode5	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode6	0,000	0,000	0,000	0,000
Mode7	148,508	148,508	148,508	148,508
Mode8	148,508	148,508	148,508	148,508
Mode9	403,270	403,270	403,263	403,263
Mode10	403,270	403,270	403,263	403,263
Mode11	655,981	655,981	655,979	655,979
Mode12	758,469	758,469	758,434	758,434
Mode13	758,472	758,472	758,435	758,435
Mode14	1077,360	1077,360	1077,350	1077,350
Mode15	1174,510	1174,510	1174,410	1174,410
Mode16	1174,530	1174,530	1174,420	1174,420
Mode17	1413,820	1413,820	1413,810	1413,810
Mode18	1603,270	1603,270	1603,070	1603,070
Mode19	1603,320	1603,320	1603,090	1603,090
Mode20	2029,310	2029,310	2029,040	2029,040
Tiempo de cálculo	28'	32'	50' 40"	1h 10'

- Tras observar los resultados se puede afirmar que este tipo de mallado es más correcto para un análisis modal que el mallado con refinamiento en los cambios de sección, porque genera un modelo más semejante al real.
- Las diferencias que se presentaban anteriormente para los mismos modos en función del tipo de resolución se han minimizado y presentan frecuencias muy cercanas en los distintos tipos de análisis.

- Se puede comprobar cómo los dos análisis realizados con el método *Multi-Pass Adaptive* muestran exactamente los mismos resultados (pese a tener criterios de convergencia distintos), lo cual es un indicio claro de la precisión de los resultados.
- **Mallado tipo 5: Eje completo mallado con tamaño máximo de elemento 30 mm**

Tras los buenos resultados obtenidos con el empleo del mallado tipo 4, se va a refinar la trama con el fin aumentar la precisión de los resultados.

Al ejecutar estos análisis nos encontramos de nuevo problemas con el solver. Pro/ENGINEER ha sido incapaz de resolver los análisis de tipo *Multi-Pass Adaptive*, tal y como se muestra en la Figura 9.3

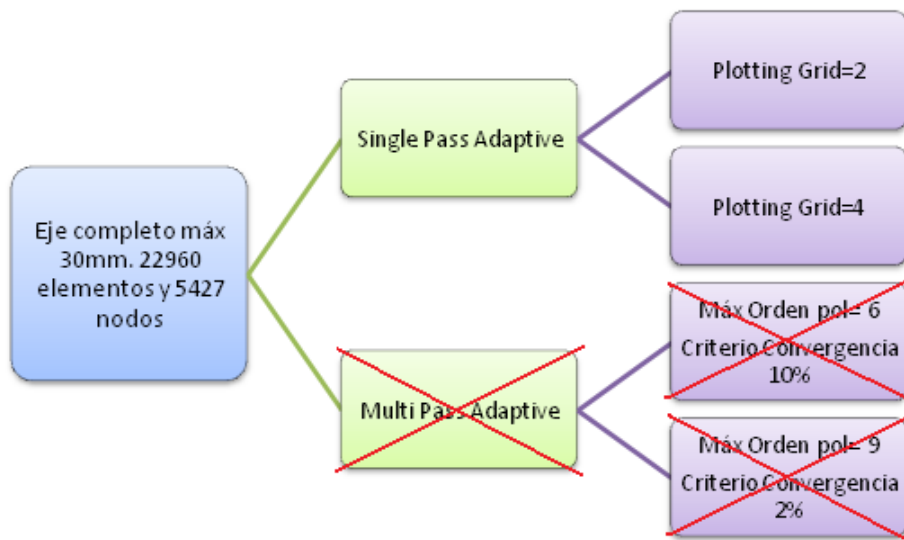


Figura 9.3 Análisis fallidos con malla tipo 5

Por último la Tabla 10 muestra los resultados obtenidos en los análisis que se han podido efectuar.

Tabla 10. Análisis de sensibilidad: mallado tipo 5

Frecuencias propias (Hz)	Eje mallado con tam máx 30 mm. 22960 elementos y 5427 nodos	
	Single Pass Adaptive	
	PG= 2	PG=4
Mode1	0,000	0,000
Mode2	0,000	0,000
Mode3	0,000	0,000
Mode4	0,000	0,000
Mode5	0,000	0,000
Mode6	0,000	0,000
Mode7	148,508	148,508
Mode8	148,508	148,508
Mode9	403,266	403,266
Mode10	403,267	403,267
Mode11	655,982	655,982
Mode12	758,448	758,448
Mode13	758,452	758,452
Mode14	1077,360	1077,360
Mode15	1174,450	1174,450
Mode16	1174,460	1174,460
Mode17	1413,820	1413,820
Mode18	1603,140	1603,140
Mode19	1603,180	1603,180
Mode20	2029,140	2029,140
Tiempo de resolución	40'	57'

- La tabla refleja que los resultados son muy próximos a los obtenidos con el mallado tipo 4, lo que confirma la validez de sus soluciones.
- El carecer de resultados con la opción *Multi-Pass Adaptive* hace tener que declinar este mallado como válido para ser el referente en el estudio, ya que es éste método el que presenta una precisión mayor a la hora de evaluar resultados propios de cada modo (tensiones, desplazamientos, energía de deformación, etc).

9.2.2.- Selección de combinación de parámetros óptima.

Tal y como se anticipó en la introducción del presente capítulo, la elección del mallado y del método de resolución que se vaya a emplear en el resto de análisis realizados en el proyecto ha de cumplir un óptimo en la relación precisión de resultados/tiempo de cálculo. Para poder analizar este compromiso es necesario establecer un valor de referencia, que permita observar cuanto se desvían los valores generados por el resto de análisis llevados a cabo en el estudio.

Una vez revisados los diferentes análisis y los resultados reportados por éstos, parece evidente que los valores de referencia deben ser las soluciones del análisis con el mallado tipo 4 y el método de resolución *Multi-Pass Adaptive*, que tratándose de análisis con diferentes parámetros (distinto valor del orden del polinomio y distintos criterios de convergencia) han convergido en la misma solución. Estos análisis han sido resueltos en 50' 40'' y 1h 10' respectivamente y, si bien es cierto que no son tiempos de cálculo elevados en relación con los que se suele trabajar en el área de investigación, consideramos que son excesivamente altos teniendo en cuenta el ambicioso número de análisis que se prevé llevar a cabo en el proyecto. Por este motivo, se va a efectuar un proceso de selección que permita elegir el tipo de análisis que más se ajuste a los valores referenciales y que presente un tiempo de cálculo menor. La precisión de los resultados vendrá indicada por el valor de la media de las desviaciones porcentuales. El otro parámetro a tener en cuenta será el tiempo empleado en obtener la solución.

Como se ha citado anteriormente los valores de las frecuencias propias son independientes del valor de *Plotting Grid*, lo que permite eventualmente, reducir los casos de estudio a la mitad.

En la Tabla 11 se muestran los tipos de análisis susceptibles de ser elegidos y la desviación porcentual de sus valores respecto de los valores de referencia (mallado tipo 4, *Multi-Pass Adaptive*). El análisis de referencia se encuentra marcado en verde y el análisis elegido como óptimo se encuentra marcado en rojo. Se han omitido los modos 0-6 por tratarse de modos rígidos.

Tabla 11. Estudio de sensibilidad

Frecuencia [Hz]	Mallado por defecto 569 elementos y 240 nodos			Refinamiento en cambios de sección, 2413 elementos y 670 nodos tamaño max 50 mm.			Refinamiento en cambios de sección, tamaño max 25 mm. 6696 elementos y 1736 nodos			Eje mallado con tam máx 35mm. 16356 elementos y 3896 nodos			Eje mallado con tam máx 30 mm. 22960 elementos y 5427 nodos	
	Single Pass	Multi Pass Adaptive		Single Pass	Multi Pass Adaptive		Single Pass	Multi Pass Adaptive		Single Pass	Multi Pass Adaptive		Single Pass Adaptive	
	Adaptive	Max orden polinomio 6 convergencia 10%	Max orden polinomio 9 Convergencia 2%	Adaptive	Max orden polinomio 6 convergencia 10%	Max orden polinomio 9 Convergencia 2%	Adaptive	Max orden polinomio 6 convergencia 10%	Max orden polinomio 6 convergencia 10%	Adaptive	Max orden polinomio 6 convergencia 10%	Max orden polinomio 6 convergencia 10%	Max orden polinomio 9 Convergencia 2%	
Model7	148,398	148,364	148,358	148,312	148,291	148,287	148,329	148,302	148,508	148,508	148,508	148,508	148,508	148,508
Model8	148,445	148,399	148,393	148,376	148,344	148,342	148,410	148,378	148,508	148,508	148,508	148,508	148,508	148,508
Model9	403,570	403,063	402,984	403,467	402,956	402,916	403,353	403,024	403,270	403,270	403,263	403,263	403,263	403,266
Model10	403,583	403,216	403,123	403,694	403,058	402,995	403,663	403,276	403,270	403,270	403,263	403,263	403,267	403,267
Model11	655,747	655,469	655,442	655,168	655,127	655,116	655,377	655,244	655,981	655,979	655,979	655,979	655,982	655,982
Model12	760,585	759,939	758,462	759,543	759,006	758,312	759,335	759,638	758,469	758,472	758,434	758,434	758,435	758,448
Model13	761,129	759,013	758,555	760,283	759,146	758,404	759,550	759,817	758,472	758,435	758,435	758,435	758,435	758,452
Model14	1077,120	1077,010	1076,960	1076,700	1076,680	1076,680	1076,780	1076,770	1077,360	1077,360	1077,350	1077,350	1077,360	1077,360
Model15	1183,680	1175,400	1174,320	1188,660	1174,590	1173,770	1187,330	1177,700	1174,510	1174,510	1174,410	1174,410	1174,410	1174,450
Model16	1185,120	1175,770	1174,670	1195,330	1174,960	1174,070	1189,100	1177,790	1174,530	1174,530	1174,420	1174,420	1174,420	1174,460
Model17	1415,170	1413,720	1413,520	1414,270	1413,880	1413,700	1414,680	1414,130	1413,820	1413,820	1413,810	1413,810	1413,820	1413,820
Model18	1615,450	1606,440	1603,700	1624,660	1612,880	1602,990	1617,990	1628,870	1603,270	1603,270	1603,070	1603,070	1603,070	1603,140
Model19	1616,090	1607,430	1604,020	1629,320	1614,910	1603,190	1620,470	1631,310	1603,320	1603,320	1603,090	1603,090	1603,090	1603,180
Model20	2060,890	2032,380	2029,440	2066,340	2039,790	2030,230	2073,160	2044,710	2029,310	2029,310	2029,040	2029,040	2029,040	2029,140
Tiempo de resolución	35"	3'40"	4'22"	2'45"	15'10"	49'11"	9'16"	19'25"	32'	50'40"	19'10"	19'10"	57'	57'
Desviación en %	0,074	0,097	0,101	0,132	0,146	0,149	0,121	0,139	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Model7	0,042	0,073	0,077	0,089	0,110	0,112	0,066	0,088	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Model8	0,076	0,050	0,069	0,051	0,076	0,086	0,022	0,059	0,002	0,000	0,000	0,000	0,000	0,001
Model9	0,079	0,012	0,035	0,107	0,051	0,066	0,099	0,003	0,002	0,000	0,000	0,000	0,000	0,001
Model10	0,035	0,078	0,082	0,124	0,130	0,132	0,092	0,112	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Model11	0,284	0,067	0,004	0,146	0,075	0,016	0,119	0,159	0,005	0,000	0,000	0,000	0,000	0,002
Model12	0,355	0,076	0,016	0,244	0,094	0,004	0,147	0,182	0,005	0,000	0,000	0,000	0,000	0,002
Model13	0,021	0,032	0,036	0,060	0,062	0,062	0,053	0,054	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,001
Model14	0,789	0,084	0,008	1,213	0,015	0,054	1,117	0,280	0,009	0,000	0,000	0,000	0,000	0,003
Model15	0,911	0,115	0,021	1,780	0,046	0,030	1,250	0,287	0,009	0,000	0,000	0,000	0,000	0,003
Model16	0,096	0,006	0,021	0,033	0,005	0,008	0,062	0,023	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	0,001
Model17	0,772	0,210	0,039	1,347	0,612	0,005	0,931	1,609	0,012	0,000	0,000	0,000	0,000	0,004
Model18	0,811	0,271	0,058	1,636	0,737	0,006	1,084	1,760	0,014	0,000	0,000	0,000	0,000	0,006
Model19	1,570	0,165	0,020	1,838	0,530	0,059	2,174	0,772	0,013	0,000	0,000	0,000	0,000	0,005
Desviación media %	0,423	0,095	0,042	0,629	0,192	0,056	0,524	0,395	0,005	0,000	0,000	0,000	0,002	0,002

De esta manera se comprueba que el análisis efectuado con el mallado por defecto (569 elementos y 240 nodos), el método *Multi-Pass Adaptive* con un máximo orden polinomial de valor 9 y un criterio de convergencia del 2% presenta un valor de desviación media de 0,042 % frente al de referencia. Estos resultados se obtienen empleando únicamente 4' 22'' en la resolución del análisis, es decir $\frac{4'22''}{1h\ 10'} = 0,0624$ veces el tiempo del análisis de referencia, lo que implica un ahorro en tiempo de cálculo muy significativo.

Por último, tenemos que seleccionar el valor de *Plotting Grid* que más se ajuste a nuestras necesidades. Los dos análisis que se han realizado en la combinación definida como óptima han sido con un valor de 4 (por defecto en Pro/ENGINEER) y 10 (valor máximo que permite el programa) con el objetivo de maximizar las diferencias entre éstos. Los resultados de modos y frecuencias propias son los mismos, sin embargo los valores de tensión, deformación y energía de deformación pueden verse afectados por este parámetro.

En la Figura 9.4 se muestran los mapas de tensión del modo 10 (403,123 Hz) obtenidos con ambos valores de *Plotting Grid*.

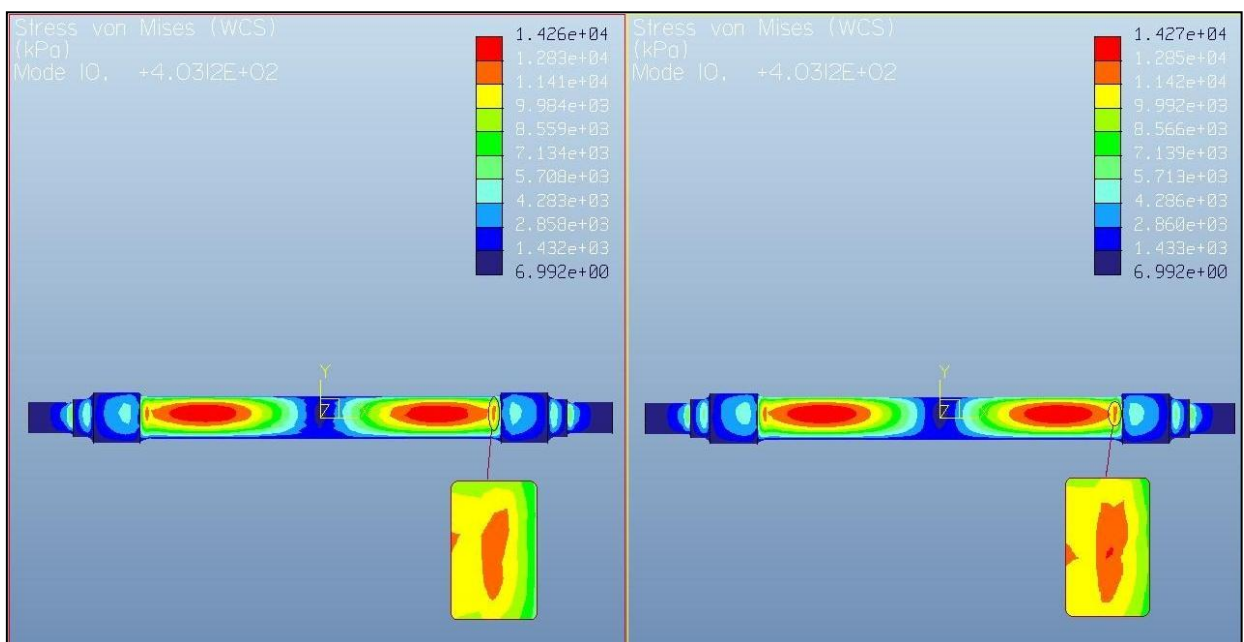


Figura 9.4 Mapa de tensiones modo 10 *Plotting Grid* = 4 (izq) *Plotting Grid* =10 (dcha)

Como se puede observar, ambos mapas son muy parecidos, así como los valores de la leyenda. Sin embargo, prestando atención a la figura comprobamos que existen zonas de tensión localizadas que el análisis realizado con el valor de *Plotting Grid* por defecto pasa por alto.

En el presente proyecto, se estudiará la influencia de pequeñas grietas en el comportamiento modal del eje y cuanto mayor sea la resolución de la herramienta, mejores serán las conclusiones del estudio.

Teniendo en cuenta que el mallado seleccionado está formado por 569 elementos tetraédricos y 240 nodos, y a tenor de los resultados mostrados en la Figura 9.4, se considera preciso que el valor de *Plotting Grid* sea elevado, con el fin de que el solver genere entre nodo y nodo un número de puntos elevado que aumente la resolución del análisis.

9.2.3.- Observaciones

Durante la realización del estudio se han encontrado casos en los que el análisis sufría un cierre inesperado y no obtenía solución. Estos problemas son debidos a falta de memoria RAM, según el diagnóstico de Pro/ENGINEER. Hay que señalar que los estudios se han llevado a cabo en la versión de 32 bits de Pro/ENGINEER en un equipo con 4Gb de memoria RAM dedicándose en exclusiva a esta tarea. Este valor de RAM es el límite que permite la arquitectura del sistema operativo de 32 bits (3,6 Gb) y resulta físicamente imposible aumentarlo en estas condiciones. Por este motivo y para evitar la aparición de estos errores, se recomienda trabajar con la versión de 64 bits, siempre que los recursos lo permitan.

Summary	Log	Checkpoints
Beams: 0		
Shells: 0		
Solids: 96385		
Elements: 96385		

Standard Design Study		
Modal Analysis "Analysii":		
Convergence Method: Multiple-Pass Adaptive		
Plotting Grid: 10		
Convergence Loop Log: (17:13:20)		
>> Pass 1 <<		
Calculating Element Equations (17:13:21)		
Total Number of Equations: 66417		
Maximum Edge Order: 1		
Solving Equations (17:14:00)		
The design study terminated abnormally.		
An error has occurred while requesting an additional		
128 megabytes of memory from the operating system.		
To correct this problem, you may need to increase the amount		
of swap space on your system. You may also need to increase		
the memory usage limits that are set for your system.		
For large problems you can also try decreasing the		
solram allocation setting.		

Figura 9.5 Mensaje de error Pro/ENGINEER

El número de análisis realizados para el estudio ha sido de 29 en total, algunos de los cuales han sido omitidos en el documento debido a errores mostrados por el solver.

Al comenzar el estudio, se trabajó con dos equipos de forma simultánea con objeto de optimizar el tiempo. Se ha comprobado que el módulo *Mechanica* de Pro/ENGINEER reporta soluciones que difieren sensiblemente para análisis idénticos efectuados en ordenadores distintos. Se ha decidido realizar todos los análisis con el mismo ordenador para no incluir el efecto de deriva propio de cada CPU en los estudios.

9.2.4.- Conclusiones del estudio de sensibilidad

- Con este estudio queda demostrada la importancia del mallado y del método de resolución que emplea el solver, siendo elementos clave en la obtención de resultados.
- Se ha comprobado que el mallado con refinamiento en las zonas de concentración de tensiones (cambios de sección), típico de los estudios estáticos, no es el más adecuado en este tipo de análisis, ya que rigidizan las zonas de mayor densidad de malla y por tanto generan modelos heterogéneos que no se ajustan lo suficiente al modelo real.
- Asimismo se ha observado que las diferencias existentes entre las soluciones que reportan los métodos de resolución SPA y MPA se minimizan al aumentar la densidad del mallado.
- Se ha comprobado que el mallado por defecto, pese a parecer demasiado grueso, con un valor elevado de Plotting Grid obtiene valores muy próximos a los de los mallados más densos.
- Se ha comprobado que la versión de 32 bits de Pro/ENGINEER limita significativamente la carga que el programa es capaz de soportar. En componentes pequeños puede ser inapreciable, pero si se desea trabajar con grandes conjuntos o tolerancias muy exigentes se recomienda utilizar la versión de 64 bits.
- La alta precisión de los resultados unido al mínimo tiempo de cálculo son factores clave que posibilitan la decisión de emplear la siguiente combinación de parámetros para los futuros análisis: Mallado por defecto / Método de resolución *Multi-Pass Adaptive* / Máximo orden de polinomio= 9 / Criterio de convergencia 2% / *Plotting Grid* = 10, resuelto por la estación de trabajo en 12' 47''.

9.2.5.-Análisis modal tras el estudio de sensibilidad

En el capítulo 9.1 se ha presentado un análisis modal del eje con los parámetros que Pro/ENGINEER presenta por defecto. El estudio de sensibilidad que se acaba de mostrar concluye que las frecuencias propias obtenidas en dicho análisis, difieren notablemente de los valores reales. Una vez se han definido el conjunto de parámetros con considerados como óptimos, se van efectuar de nuevo los análisis.

En la Tabla 12 se muestran los valores de las frecuencias propias del eje para el caso libre y el restringido, invalidando por tanto los mostrados en la Tabla.

Tabla 12 Frecuencias naturales tras estudio de sensibilidad

Frecuencia propia (Hz)	Eje libre	Eje restringido
Mode1	0	323,081
Mode2	0	323,172
Mode3	0	834,344
Mode4	0	834,806
Mode5	0	1047,46
Mode6	0	1372,14
Mode7	148,358	1372,44
Mode8	148,393	1374,17
Mode9	402,984	1374,26
Mode10	403,123	1518,41
Mode11	655,442	1518,94
Mode12	758,462	1617,02
Mode13	758,555	2095,95
Mode14	1076,96	2316,12
Mode15	1174,32	2316,18
Mode16	1174,67	3135,95
Mode17	1413,52	3192,58
Mode18	1603,7	3193,5
Mode19	1604,02	3224,54
Mode20	2029,44	3425,17

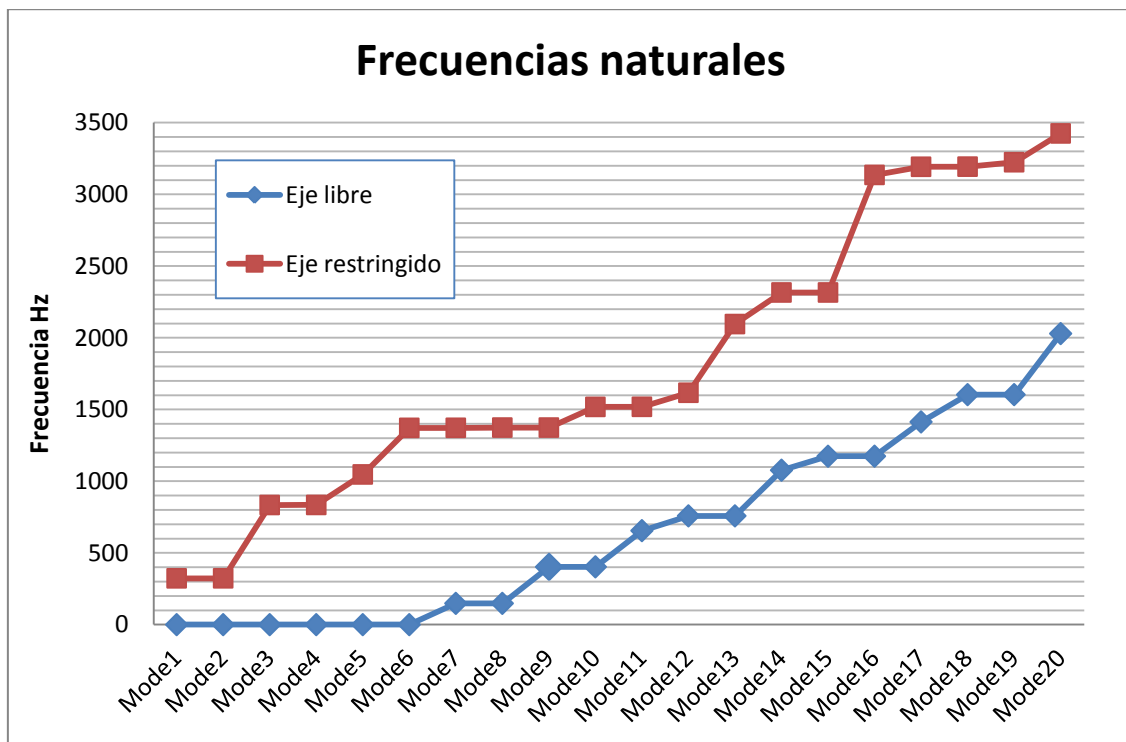


Figura 9.6 Frecuencias naturales del eje tras el estudio de sensibilidad

En la Figuras 9.7, 9.8 y 9.9 se muestran las deformadas asociadas a cada modo de vibración (caso de eje libre y restringido).

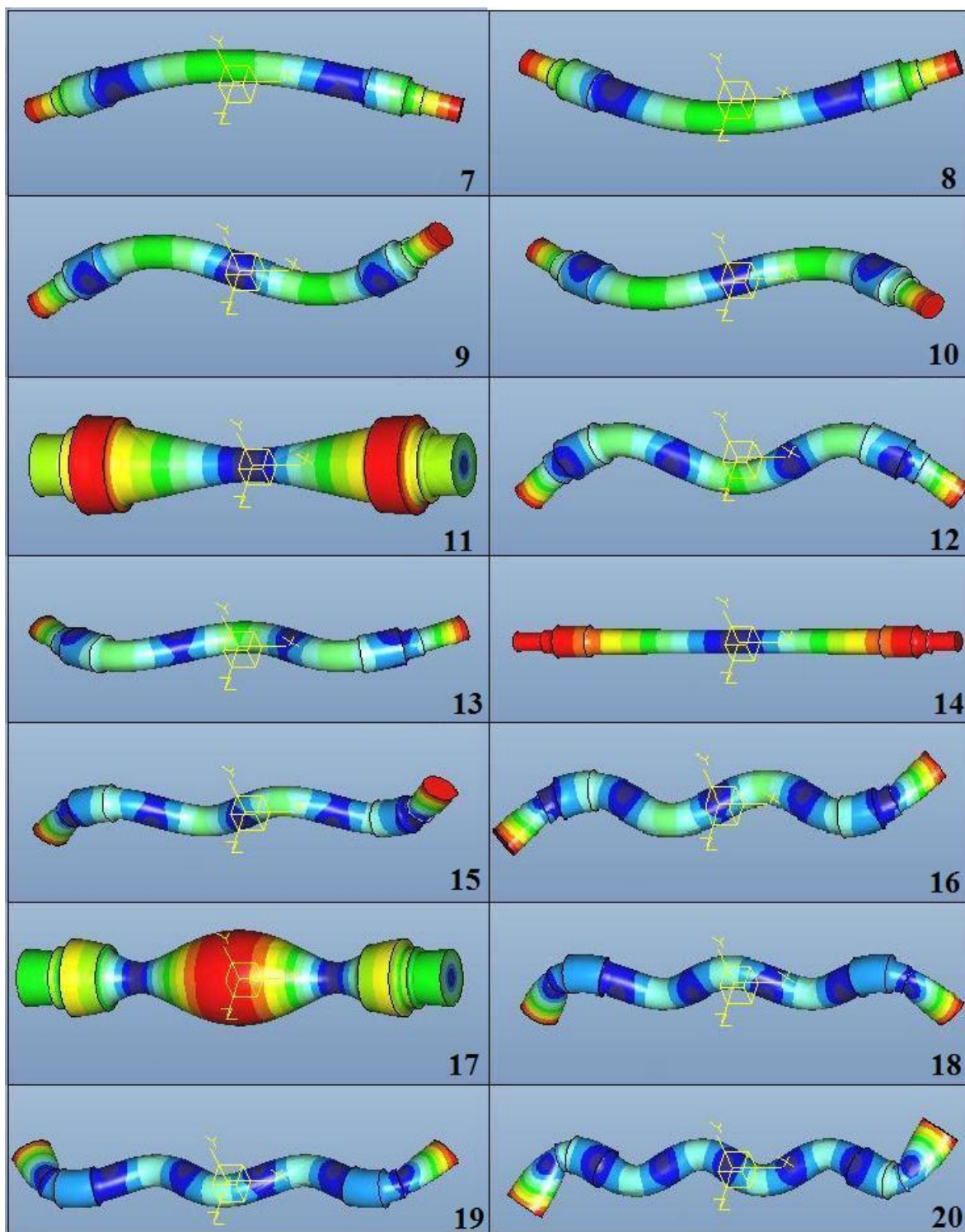


Figura 9.7 Modos de vibración 7-20 del eje nuevo sin restricciones (desplazamientos)

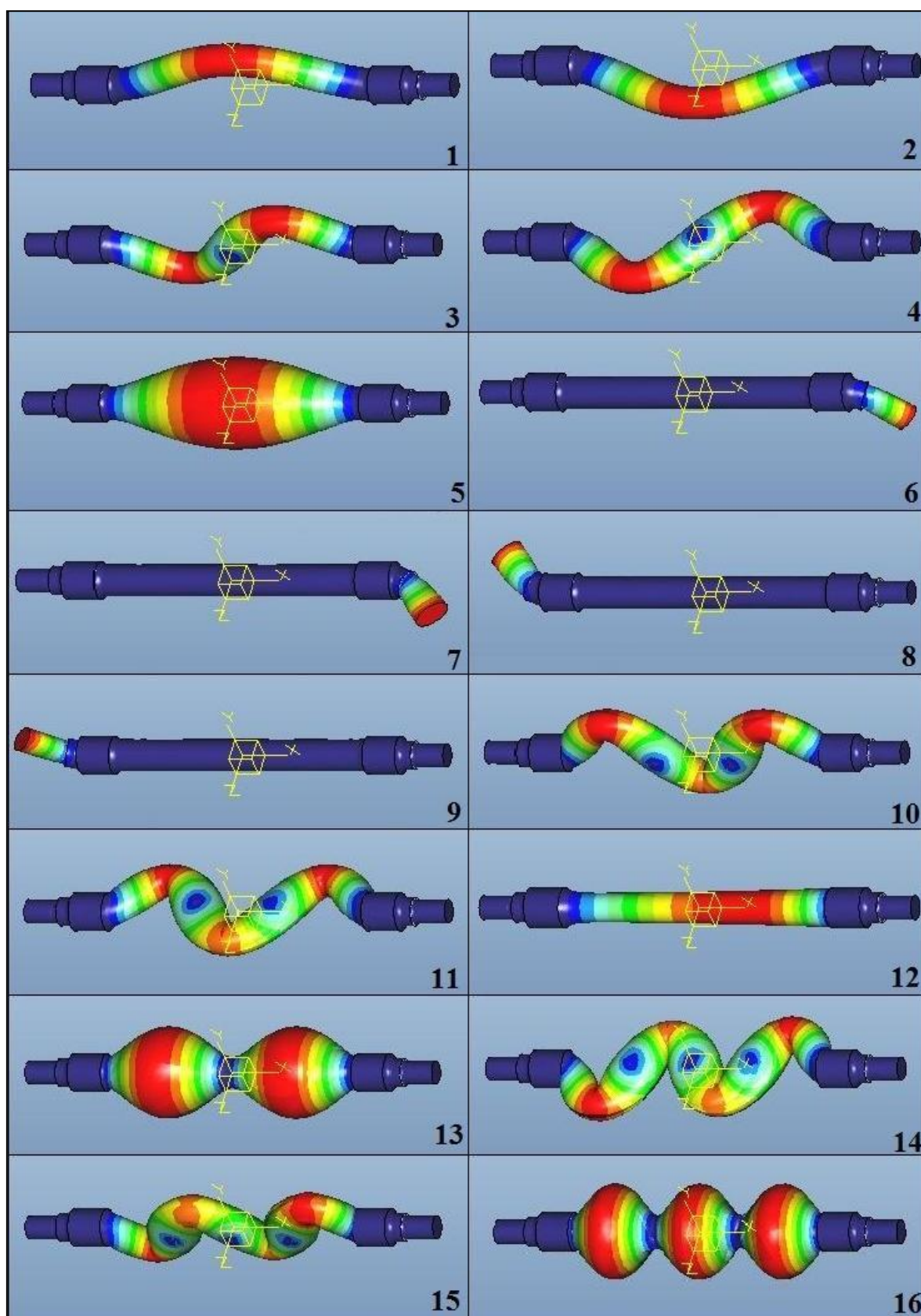


Figura 9.8 Modos de vibración 1-16 del eje nuevo con restricciones (desplazamientos)

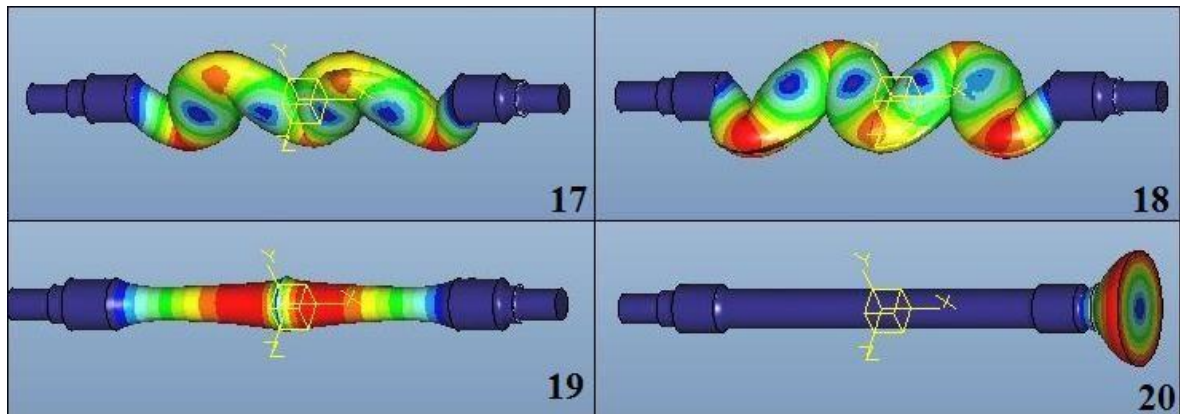


Figura 9.9. Modos de vibración 17-20 del eje nuevo con restricciones (desplazamientos)

Tras visualizar los modos de vibración propia para ambas condiciones de contorno, parece lógico el hecho de que los valores de las frecuencias naturales en algunos de los casos sean muy similares para modos consecutivos, ya que se trata del mismo movimiento pero respecto a ejes de coordenadas distintos.

9.3.- INFLUENCIA DE LA APARICIÓN DE GRIETAS EN EL COMPORTAMIENTO DEL EJE

En la vida de un eje ferroviario los factores de funcionamiento, la corrosión de la pintura superficial o los fenómenos medioambientales pueden generar la aparición y/o propagación de grietas que pueden llegar incluso a desencadenar la rotura del eje y por tanto accidentes ferroviarios. A día de hoy, se diseña con criterios de tolerancia al daño y se establecen protocolos de mantenimiento que garantizan, mediante revisiones periódicas, el buen funcionamiento de un eje ferroviario que presente pequeños defectos. Por este motivo es importante que se estudie como afecta la existencia de grietas a su comportamiento modal, de tal manera que se pueda seguir el camino inverso, y a través del comportamiento modal se pueda conocer si el eje se encuentra en buenas condiciones.

Tal y como se ha planteado en el Capítulo 7 se han estudiado 7 modelos de grieta, generados en cada una de las 8 posiciones definidas a lo largo del eje. Estas consideraciones implican un mínimo de 110 análisis. La Figura 9.10 muestra en una misma ilustración, todos los modelos y zonas del eje que forman parte del estudio.

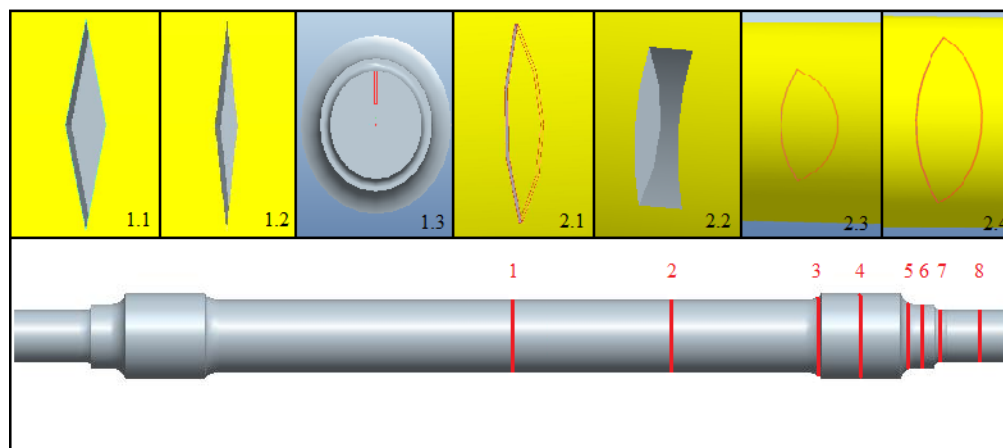


Figura 9.10 Recopilación de modelos de grieta y zonas de generación de las mismas

A modo de recordatorio, se describen las características principales de las grietas.

- Modelo 1.1: $D=5\text{ mm}$ $d=0,6\text{ mm}$ y profundidad 1 mm .
- Modelo 1.2: $D=10\text{ mm}$ $d=0,6\text{ mm}$ y profundidad 1 mm .
- Modelo 1.3: $D=5\text{ mm}$ $d=0,6\text{ mm}$ y profundidad 40 mm .
- Modelo 2.1: Profundidad variable, $50\times 10\text{ mm}$ ancho de grieta $0,6\text{ mm}$.
- Modelo 2.2: Profundidad variable, $50\times 10\text{ mm}$ ancho de grieta 20 mm .
- Modelo 2.3: Profundidad variable, $50\times 100\text{ mm}$ ancho de grieta $0,6\text{ mm}$.
- Modelo 2.4: Profundidad variable, $90\times 140\text{ mm}$ ancho de grieta $0,6\text{ mm}$.

Se ha optado por presentar los resultados de los análisis en dos bloques, el primero formado por las grietas 1.1-2.2 (las de menor tamaño) y el segundo, que muestra los resultados de las grietas 2.3 y 2.4 (de mayores dimensiones). Los datos reportados por el software se van a presentar por medio de tablas y gráficas que recogen todos los resultados y los muestran de forma clara, facilitando su comprensión.

9.3.1.- Resultados obtenidos para modelos 1.1-2.2

Tabla 13 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.1 (libre)

Grieta rombo 5x0,6x1mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje libre nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode7	148,358	148,28	148,302	148,358	148,358	148,347	148,3	148,358	148,357
Mode8	148,393	148,397	148,34	148,392	148,393	148,365	148,336	148,393	148,391
Mode9	402,984	402,724	403,037	402,991	402,983	402,985	402,929	402,984	402,982
Mode10	403,123	403,102	403,074	403,114	403,123	402,998	403,016	403,123	403,12
Mode11	655,442	655,349	655,186	655,426	655,433	655,376	655,206	655,442	655,438
Mode12	758,462	758,068	758,217	758,476	758,454	758,316	758,607	758,461	758,462
Mode13	758,555	758,37	758,372	758,529	758,557	758,437	758,728	758,555	758,551
Mode14	1076,96	1076,89	1076,75	1076,95	1076,95	1076,9	1076,79	1076,96	1076,95
Mode15	1174,32	1174,46	1174,62	1174,33	1174,32	1174,17	1174,35	1174,32	1174,33
Mode16	1174,67	1174,8	1174,82	1174,65	1174,67	1174,55	1174,69	1174,67	1174,67
Mode17	1413,52	1412,84	1414,22	1413,5	1413,51	1413,34	1413,41	1413,52	1413,52
Mode18	1603,7	1603,13	1603,54	1603,7	1603,69	1603,42	1603,7	1603,69	1603,72
Mode19	1604,02	1604,12	1603,78	1604,01	1604,02	1603,69	1604,1	1604,02	1604,03
Mode20	2029,44	2028,73	2030,44	2029,45	2029,43	2029,11	2029,21	2029,45	2029,48

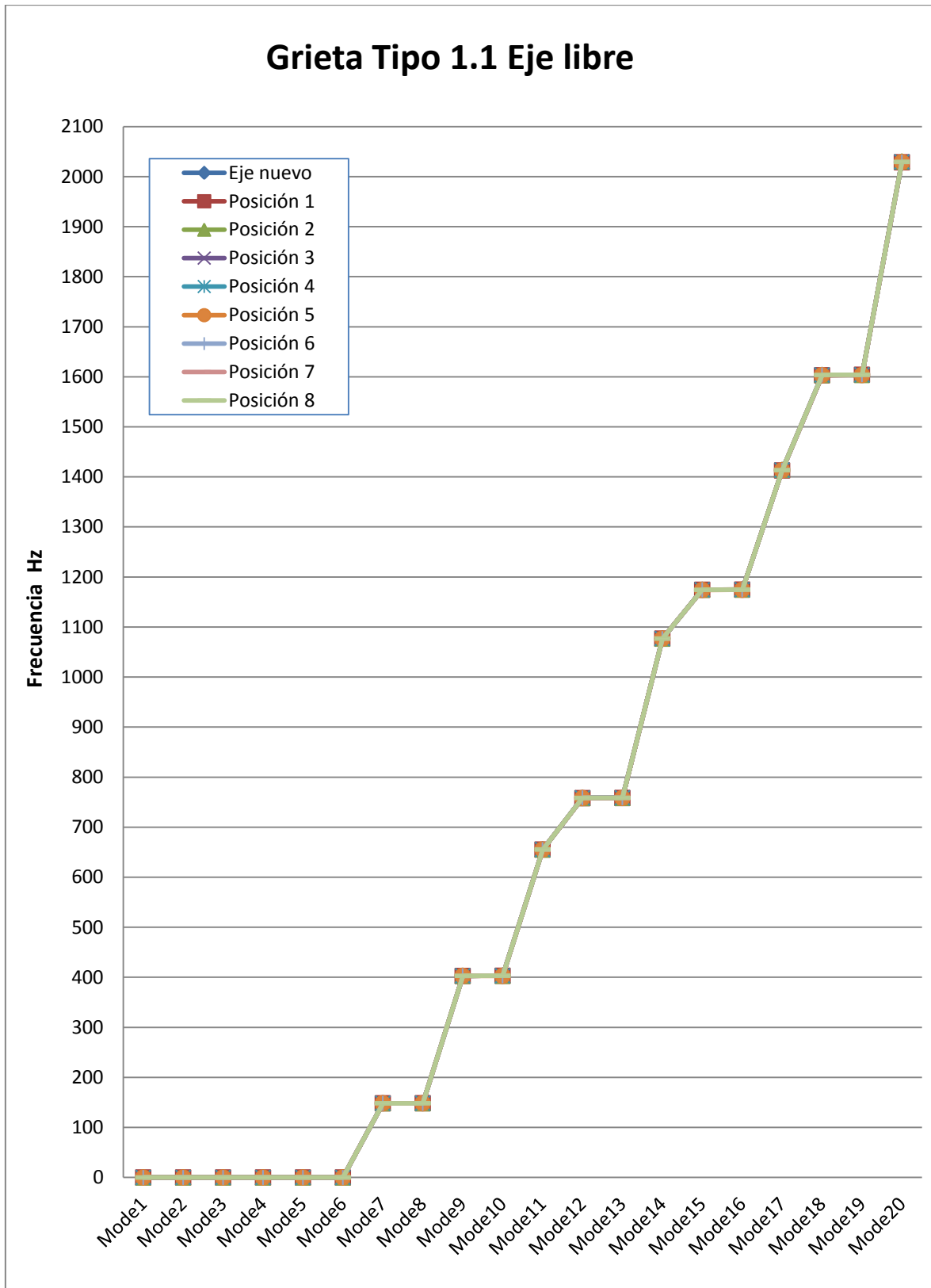


Figura 9.11 Frecuencias naturales de eje libre fisurado 1.1/ posición de grieta

Tabla 14 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1 (restringido)

Grieta rombo 5x0,6x1mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje restringido nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	323,081	323,042	322,883	323,058	323,07	323,049	323,599	323,081	323,081
Mode2	323,172	323,123	322,986	323,154	323,165	323,089	323,621	323,172	323,172
Mode3	834,344	834,494	834,258	834,287	834,316	834,322	835,363	834,344	834,344
Mode4	834,806	835,183	834,407	834,774	834,785	834,646	835,734	834,806	834,806
Mode5	1047,46	1047,05	1047,89	1047,41	1047,41	1047,36	1048	1047,46	1047,46
Mode6	1372,14	1372,15	1370,68	1372,25	1372,13	1371,58	1371,25	1372,06	1372,15
Mode7	1372,44	1372,44	1370,93	1372,38	1372,45	1372,32	1371,6	1372,44	1372,42
Mode8	1374,17	1374,22	1372,28	1374,17	1374,17	1373,01	1374,06	1374,17	1374,17
Mode9	1374,26	1374,29	1372,42	1374,26	1374,26	1373,23	1374,26	1374,26	1374,26
Mode10	1518,41	1517,83	1517,05	1518,29	1518,34	1518,21	1520,67	1518,41	1518,41
Mode11	1518,94	1519,28	1517,51	1518,91	1518,9	1518,57	1521,01	1518,94	1518,94
Mode12	1617,02	1616,76	1617,07	1616,95	1616,98	1616,89	1618,08	1617,02	1617,02
Mode13	2095,95	2095,31	2093,3	2095,83	2095,84	2095,87	2098,39	2095,95	2095,95
Mode14	2316,12	2314,98	2314,65	2315,98	2315,98	2315,58	2319,49	2316,12	2316,12
Mode15	2316,18	2316,84	2315,27	2316,11	2316,11	2316,17	2320,74	2316,18	2316,18
Mode16	3135,95	3142,13	3141,35	3135,76	3135,78	3137,01	3134,53	3135,95	3135,95
Mode17	3192,58	3190,24	3188,94	3192,31	3192,38	3192,87	3203,13	3192,58	3192,58
Mode18	3193,5	3190,88	3189,86	3193,45	3193,35	3193,47	3204,87	3193,51	3193,51
Mode19	3224,54	3224,35	3222,16	3224,4	3224,47	3224,37	3227,53	3224,54	3224,54
Mode20	3425,17	3425,18	3424,41	3425,19	3425,16	3425,08	3424,99	3425,1	3424,98

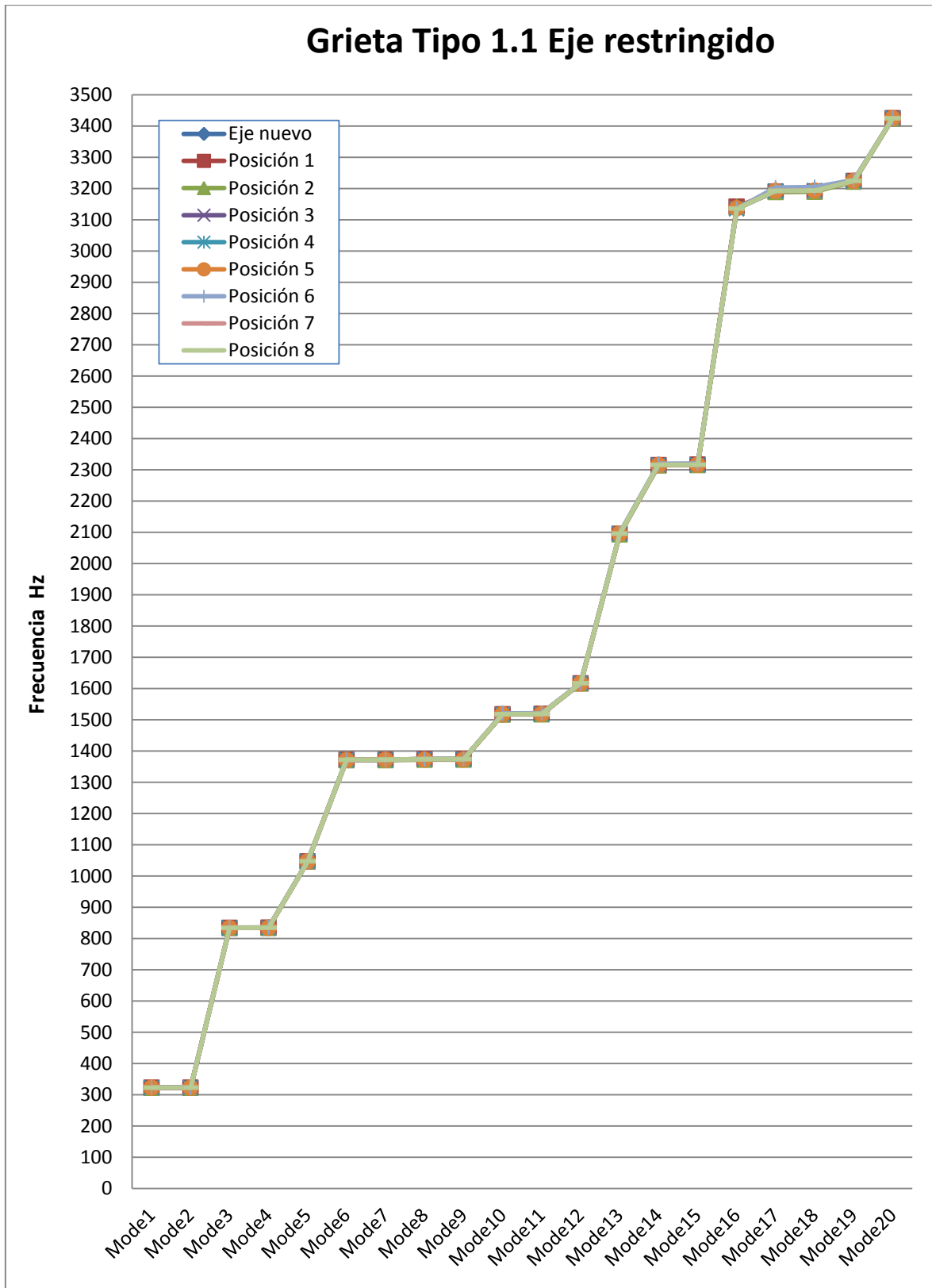


Figura 9.12 Frecuencias naturales de eje restringido fisurado 1.1 / posición de grieta

Tabla 15 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.1 (restringido) Single-Pass Adaptive

Grieta rombo 5x0,6x1mm SINGLE PASS									
Frecuencia propia (Hz)	Eje restringido nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	323,628	323,488	323,668	324,033	323,6	323,505	323,981	323,981	323,606
Mode2	323,724	323,5	323,743	324,438	323,958	323,648	324,355	324,355	323,82
Mode3	835,903	836,349	842,694	845,16	835,53	837,394	837,007	837,007	836,196
Mode4	836,429	836,855	844,284	847,173	836,745	837,699	837,427	837,427	837,295
Mode5	1048,04	1048,31	1049,33	1049,44	1048,4	1047,87	1048,67	1048,67	1048,04
Mode6	1389,2	1383,41	1380,24	1377,85	1381,8	1380,05	1379,46	1379,46	1384,31
Mode7	1391,81	1385,32	1380,63	1379,48	1382,14	1382,23	1380,04	1380,04	1387
Mode8	1397,31	1386,5	1390,21	1383,76	1383,1	1382,99	1384,13	1384,13	1390,41
Mode9	1399,36	1386,88	1393,86	1384,5	1384,09	1383,31	1389,59	1389,59	1392,45
Mode10	1522,05	1523,78	1533,55	1550,03	1522,36	1523,71	1527,45	1527,45	1522,79
Mode11	1522,7	1525,46	1546,67	1557,79	1524,54	1525,54	1527,65	1527,65	1524,14
Mode12	1618,05	1617,73	1618,64	1618,52	1618,4	1617,68	1619,13	1619,13	1618,04
Mode13	2097,46	2097	2095,94	2104,31	2098,75	2097,51	2100,48	2100,48	2098,8
Mode14	2326,26	2357,33	2469,65	2370,53	2338,62	2346,22	2332,64	2332,64	2334,16
Mode15	2327,94	2365,81	2514,96	2407,52	2339,39	2349,69	2344,42	2344,42	2338,78
Mode16	3139,97	3149,16	3150,45	3165,77	3138,79	3141,58	3140,6	3140,6	3139,43
Mode17	3212,07	3224,77	3224,28	3228,15	3227,69	3226,05	3229,35	3229,35	3227,45
Mode18	3216,42	3248,15	3437,78	3421,79	3233,8	3295,95	3230,22	3230,22	3248,7
Mode19	3226,79	3272,27	3444,03	3435,94	3238,01	3306,22	3235,29	3235,29	3256,53
Mode20	3442,98	3435,98	3485	3442,22	3434,5	3434,56	3435,33	3435,33	3436,2

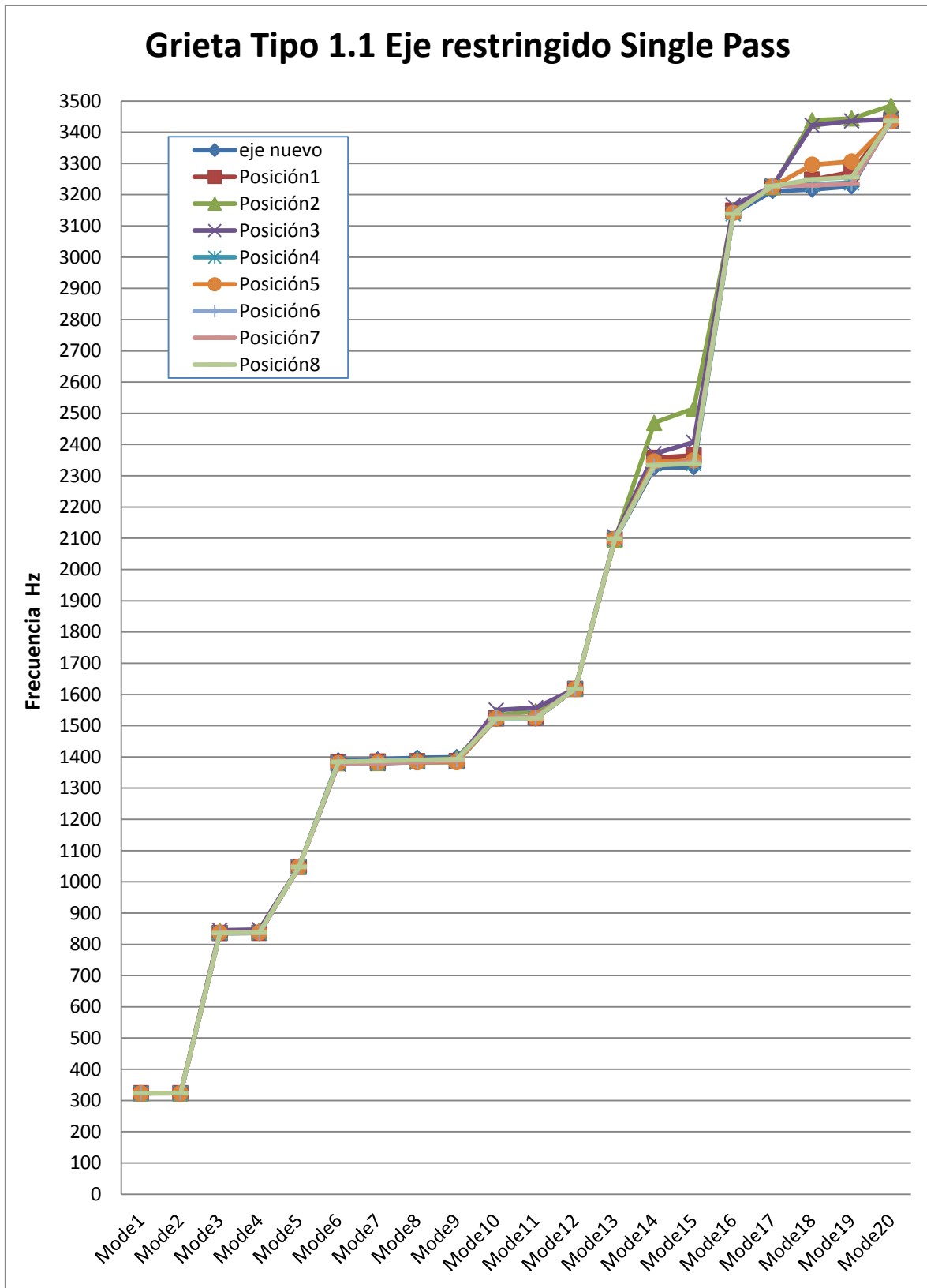


Figura 9.13 Frecuencias naturales del eje restringido, fisurado 1.1 / posición de grieta con método de resolución Single-Pass Adaptive.

Tabla 16 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.2 (libre)

Grieta rombo 10x0,6x1mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje libre nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode7	148,358	148,297	148,275	148,295	148,338	148,329	148,353	148,305	148,323
Mode8	148,393	148,392	148,351	148,366	148,367	148,368	148,373	148,366	148,357
Mode9	402,984	402,838	402,979	402,839	402,938	402,908	402,968	402,884	402,909
Mode10	403,123	403,159	403,138	403,022	403,035	403,06	403,062	403,026	403,002
Mode11	655,442	655,324	655,159	655,272	655,346	655,338	655,416	655,278	655,323
Mode12	758,462	758,391	758,182	758,355	758,333	758,345	758,357	758,39	758,44
Mode13	758,555	758,463	758,458	758,468	758,441	758,449	758,457	758,515	758,491
Mode14	1076,96	1076,86	1076,71	1076,82	1076,87	1076,87	1076,93	1076,82	1076,86
Mode15	1174,32	1174,31	1174,37	1174,34	1174,44	1174,2	1174,09	1174,11	1174,4
Mode16	1174,67	1174,83	1174,75	1174,69	1174,91	1174,62	1174,47	1174,59	1174,63
Mode17	1413,52	1413,48	1414,46	1413,07	1413,4	1413,34	1413,45	1413,27	1413,12
Mode18	1603,7	1603,34	1603,52	1603,94	1603,67	1603,61	1603,17	1603,6	1603,63
Mode19	1604,02	1603,92	1603,6	1604,02	1603,92	1603,7	1603,45	1604,01	1603,84
Mode20	2029,44	2029,68	2030,51	2029,99	2036,86	2029,01	2028,69	2031,4	2029,76

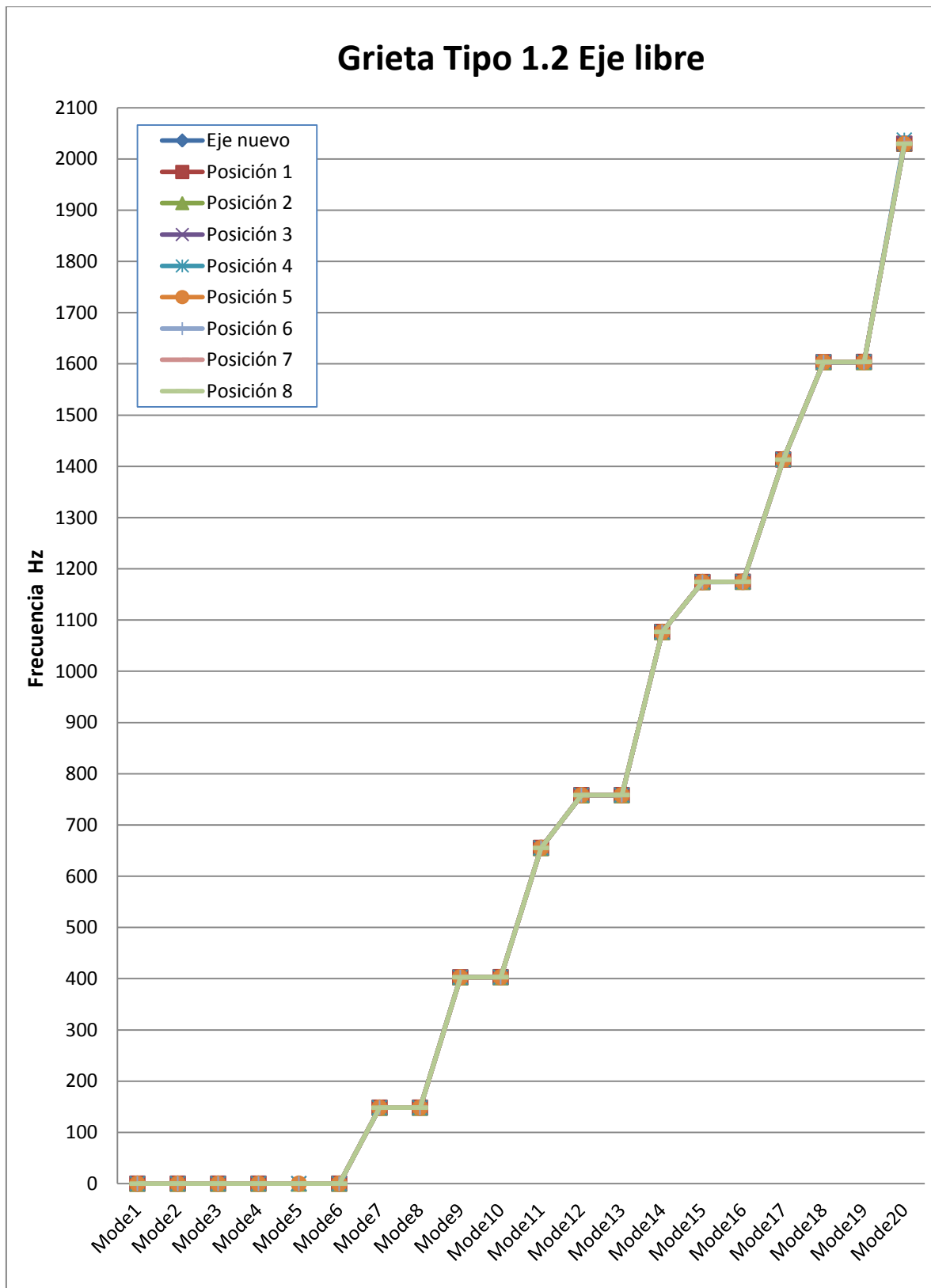


Figura 9.14 Frecuencias naturales de eje libre, fisura 1.2 / posición de grieta

Tabla 17 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.2 (restringido)

Grieta rombo 10x0,6x1mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje restringido nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	323,081	323,124	322,874	322,965	322,907	323,068	323,124	322,952	323,029
Mode2	323,172	323,177	323,002	323,011	322,941	323,151	323,191	323,018	323,052
Mode3	834,344	834,29	834,044	834,045	833,812	834,282	834,412	833,75	834,161
Mode4	834,806	835,013	834,298	834,341	834,257	834,828	834,933	834,357	834,456
Mode5	1047,46	1047,61	1048,12	1047,21	1047,3	1047,43	1047,51	1047,33	1047,23
Mode6	1372,14	1372,27	1371,08	1370,81	1370,33	1371,44	1370,63	1370,01	1370,53
Mode7	1372,44	1372,79	1371,48	1371,01	1370,52	1371,75	1371,03	1370,36	1370,82
Mode8	1374,17	1373,08	1371,6	1371,93	1371,32	1374,25	1372,07	1372,05	1371,74
Mode9	1374,26	1373,11	1371,77	1372,12	1371,52	1374,4	1372,26	1372,15	1371,89
Mode10	1518,41	1517,93	1517,28	1517,85	1517,66	1518,32	1518,56	1517,65	1518
Mode11	1518,94	1518,86	1517,3	1517,88	1518,05	1518,68	1518,97	1518,21	1518,19
Mode12	1617,02	1617,16	1617,21	1616,6	1616,52	1617	1617,12	1616,67	1616,75
Mode13	2095,95	2096,19	2093,7	2096,47	2095,76	2096,04	2096,07	2096,59	2096,55
Mode14	2316,12	2316,8	2313,79	2314,38	2313,99	2315,51	2316,22	2313,88	2314,21
Mode15	2316,18	2317,49	2315,05	2315,12	2315,25	2316,18	2316,72	2315,11	2315,56
Mode16	3135,95	3139,49	3138,81	3136,28	3135,21	3137,08	3136,81	3133,6	3136,1
Mode17	3192,58	3197,97	3188,45	3189,33	3204,76	3192,04	3193,44	3191,41	3188,52
Mode18	3193,5	3204,87	3189,62	3190,12	3206,08	3193,59	3195,29	3193,18	3189,15
Mode19	3224,54	3224,81	3222,31	3224,46	3223,57	3224,65	3224,78	3224,41	3224,74
Mode20	3425,17	3426,34	3424,75	3424,64	3424,44	3425,24	3424,55	3423,56	3424,17

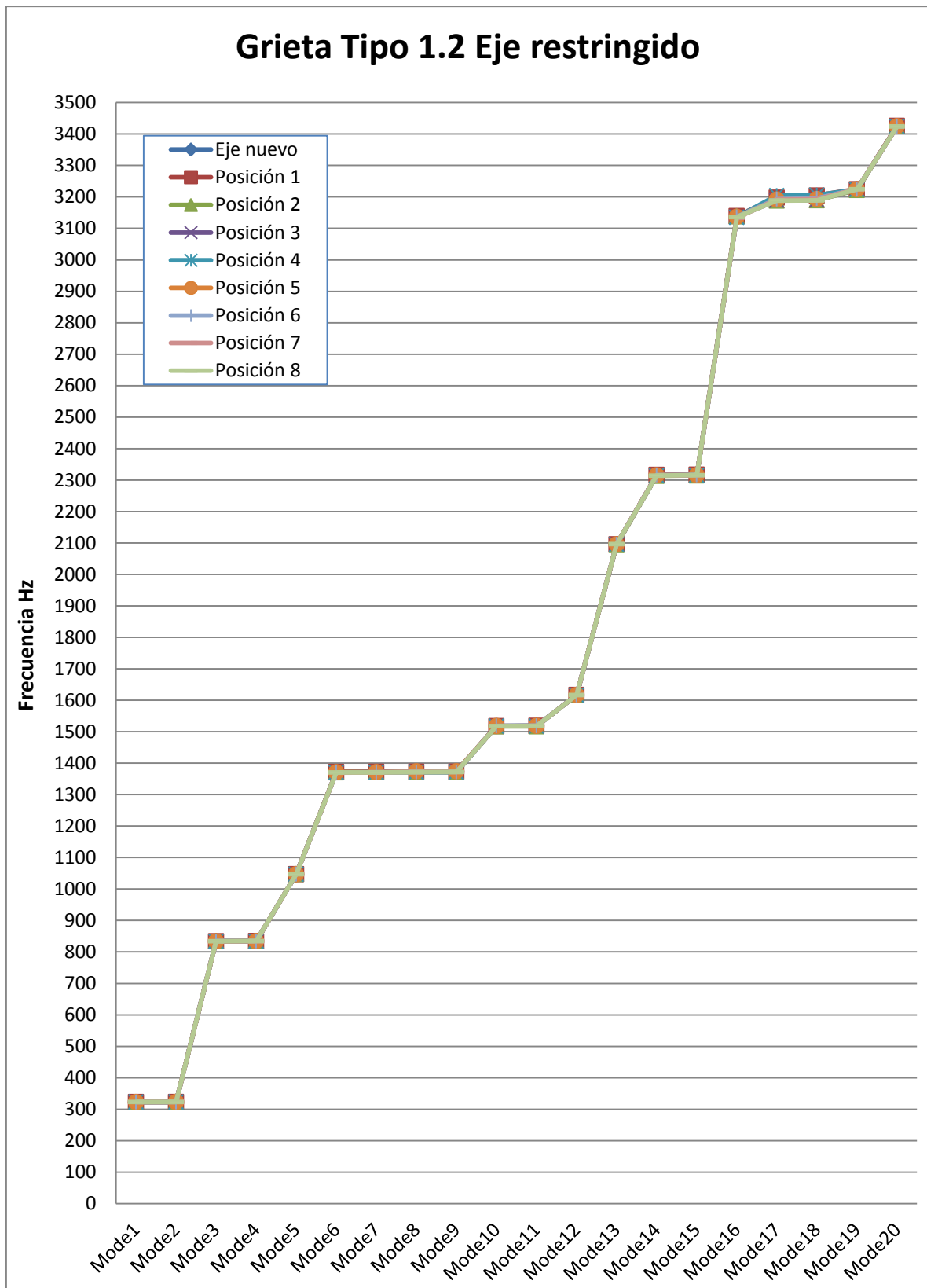


Figura 9.15 Frecuencias naturales de eje restringido, fisura 1.2 / posición de grieta

Tabla 18 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.3 (libre)

Grieta rombo 5x0,6x40mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje libre nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode7	148,358	148,192	148,325	148,326	148,308	148,327	148,244	148,314	148,237
Mode8	148,393	148,293	148,354	148,398	148,341	148,359	148,308	148,37	148,31
Mode9	402,984	402,91	403,083	402,935	402,872	402,965	402,724	402,925	402,769
Mode10	403,123	402,978	403,144	403,067	402,968	403,065	402,853	403,043	402,97
Mode11	655,442	654,835	655,266	655,399	655,226	655,287	655,042	655,318	654,997
Mode12	758,462	758,16	758,209	758,246	758,302	758,31	758,288	758,448	758,374
Mode13	758,555	758,535	758,336	758,341	758,476	758,355	758,665	758,54	758,59
Mode14	1076,96	1076,45	1076,78	1076,9	1076,78	1076,82	1076,65	1076,86	1076,62
Mode15	1174,32	1174,19	1174,47	1174,01	1173,99	1173,88	1174,1	1174,15	1174,3
Mode16	1174,67	1174,39	1174,66	1174,54	1174,33	1174,33	1174,43	1174,64	1174,7
Mode17	1413,52	1414,26	1414,61	1413,42	1413,2	1413,79	1412,59	1413,36	1413,13
Mode18	1603,7	1603,18	1603,42	1603,1	1603,41	1603,2	1603,61	1603,62	1603,96
Mode19	1604,02	1603,86	1603,55	1603,39	1603,74	1603,38	1604,32	1604,01	1604,21
Mode20	2029,44	2030,16	2029,46	2028,57	2030,56	2029,15	2029,8	2029,36	2029,57

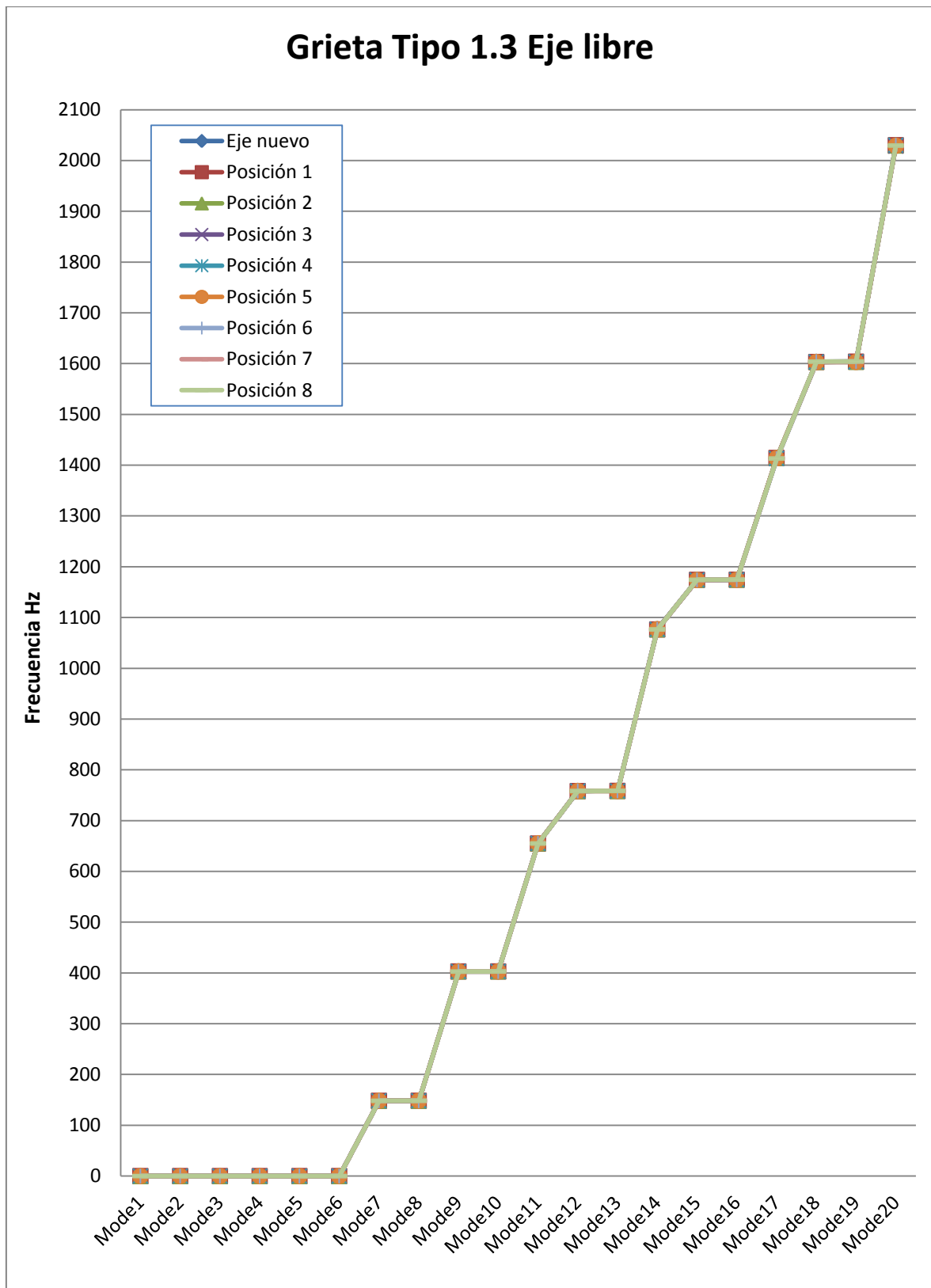


Figura 9.16 Frecuencias naturales de eje libre, fisura 1.3 / posición de grieta

Tabla 19 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 1.3 (restringido)

Frecuencia propia (Hz)		Grieta rombo 5x0,6x40mm							
Eje restringido nuevo		Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	323,081	322,896	322,983	322,919	322,937	322,905	322,945	323,17	323,103
Mode2	323,172	323,106	323,012	323,032	322,949	322,961	323,098	323,228	323,121
Mode3	834,344	833,934	834,389	834,103	833,666	833,865	833,797	834,406	834,008
Mode4	834,806	834,095	834,627	834,521	834,13	834,199	833,977	834,93	834,554
Mode5	1047,46	1048,36	1048,15	1047,36	1047,34	1047,58	1047,23	1047,55	1047,6
Mode6	1372,14	1370,23	1371,35	1371,28	1370,51	1369,18	1369,63	1371,4	1370,31
Mode7	1372,44	1370,61	1371,7	1371,33	1370,89	1369,78	1370,75	1372,36	1370,7
Mode8	1374,17	1372,23	1373,79	1372,7	1371,42	1371,74	1371,42	1373,67	1372,27
Mode9	1374,26	1372,45	1374,18	1373,04	1371,54	1372	1371,49	1373,91	1372,49
Mode10	1518,41	1516,72	1517,78	1517,63	1517,42	1517,53	1517,55	1518,91	1517,94
Mode11	1518,94	1518,06	1517,92	1518,02	1517,95	1517,78	1518,11	1519,31	1518,38
Mode12	1617,02	1617,47	1617,34	1616,66	1616,57	1616,75	1616,58	1617,24	1617,11
Mode13	2095,95	2095,43	2092,73	2095,33	2096,88	2095,16	2099,11	2096,77	2097,54
Mode14	2316,12	2314,06	2316	2314,36	2313,37	2313,88	2313,68	2316,94	2313,95
Mode15	2316,18	2314,29	2316,5	2315,47	2314,97	2314,1	2315,14	2317,41	2315,75
Mode16	3135,95	3135	3141,39	3138,32	3133,11	3134,84	3132,13	3134,98	3134,94
Mode17	3192,58	3188,62	3197,35	3190,29	3190,04	3188,32	3187,07	3199,01	3189,64
Mode18	3193,5	3189,87	3199,67	3191,3	3191,21	3189,65	3189,51	3203,54	3190,62
Mode19	3224,54	3223,5	3221,97	3223,56	3224,36	3223,18	3226,05	3225,39	3225,53
Mode20	3425,17	3424,39	3425,05	3425,29	3424,38	3423,76	3424,43	3424,8	3423,87

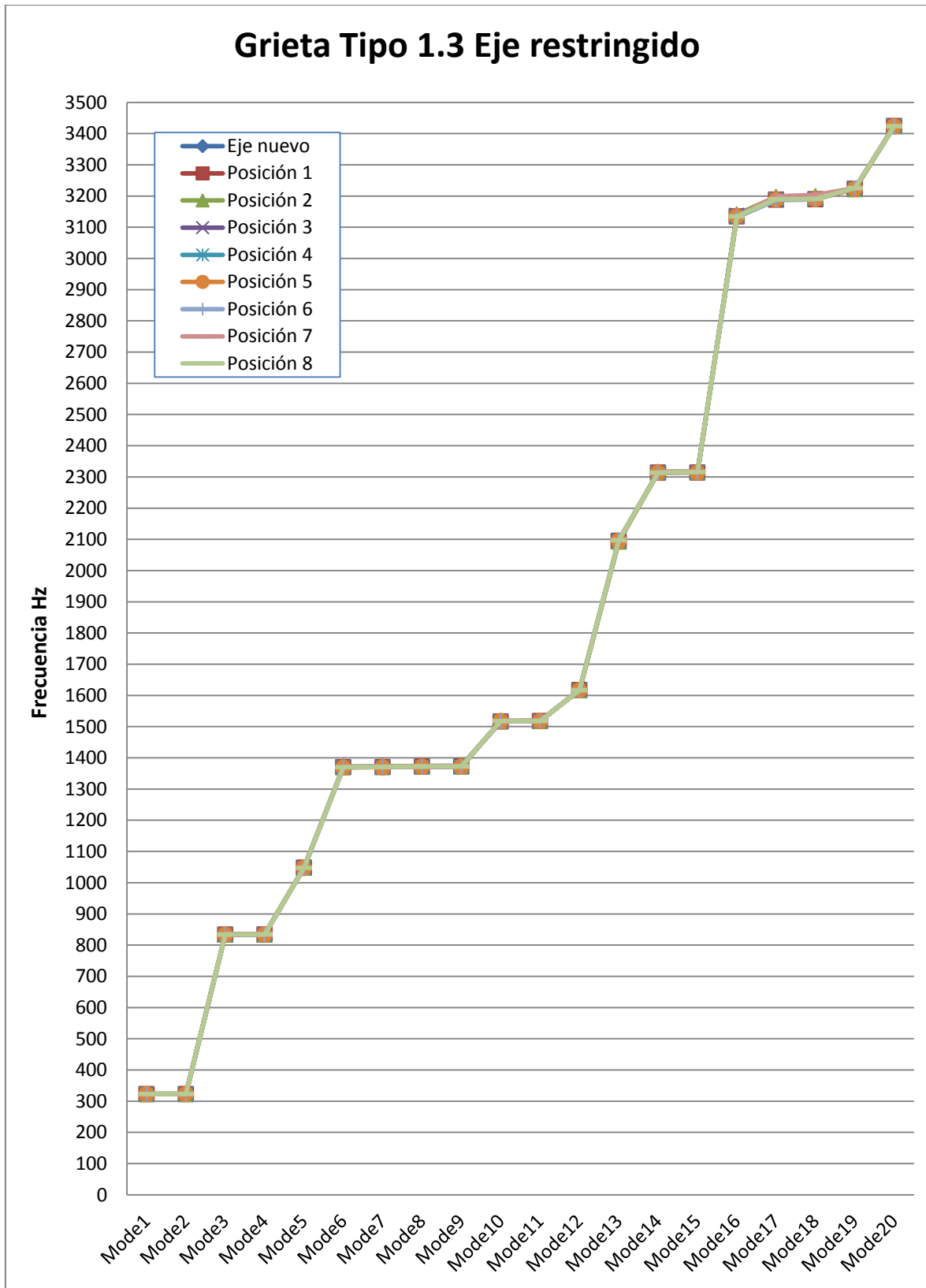


Figura 9.17 Frecuencias naturales de eje restringido, fisura 1.3 / posición de grieta

Tabla 20 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.1 (libre)

Grieta rectangular 50x0,6x10mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje libre nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode7	148,358	148,239	148,226	148,311	148,34	148,316	148,316	148,332	148,316
Mode8	148,393	148,339	148,299	148,386	148,366	148,378	148,378	148,376	148,376
Mode9	402,984	403,008	402,638	402,869	402,975	402,903	402,904	402,934	402,918
Mode10	403,123	403,026	403,051	403,058	403,055	403,088	403,088	403,077	403,086
Mode11	655,442	655,219	655,025	655,355	655,341	655,322	655,318	655,356	655,314
Mode12	758,462	757,933	758,013	758,22	758,382	758,319	758,318	758,305	758,401
Mode13	758,555	758,332	758,335	758,382	758,483	758,488	758,489	758,491	758,52
Mode14	1076,96	1076,68	1076,56	1076,87	1076,88	1076,86	1076,85	1076,87	1076,85
Mode15	1174,32	1174,46	1174,37	1173,89	1174,24	1173,71	1173,67	1173,49	1174,09
Mode16	1174,67	1174,65	1174,93	1174,65	1174,45	1174,62	1174,63	1174,57	1174,63
Mode17	1413,52	1413,77	1413,5	1413,27	1413,48	1413,51	1413,5	1413,48	1413,5
Mode18	1603,7	1603,01	1603	1603,24	1603,35	1602,65	1602,45	1601,62	1603,43
Mode19	1604,02	1603,62	1603,45	1603,67	1603,85	1603,86	1603,86	1603,95	1603,85
Mode20	2029,44	2029,49	2029,28	2029,12	2028,98	2028,4	2027,94	2026,5	2029,24

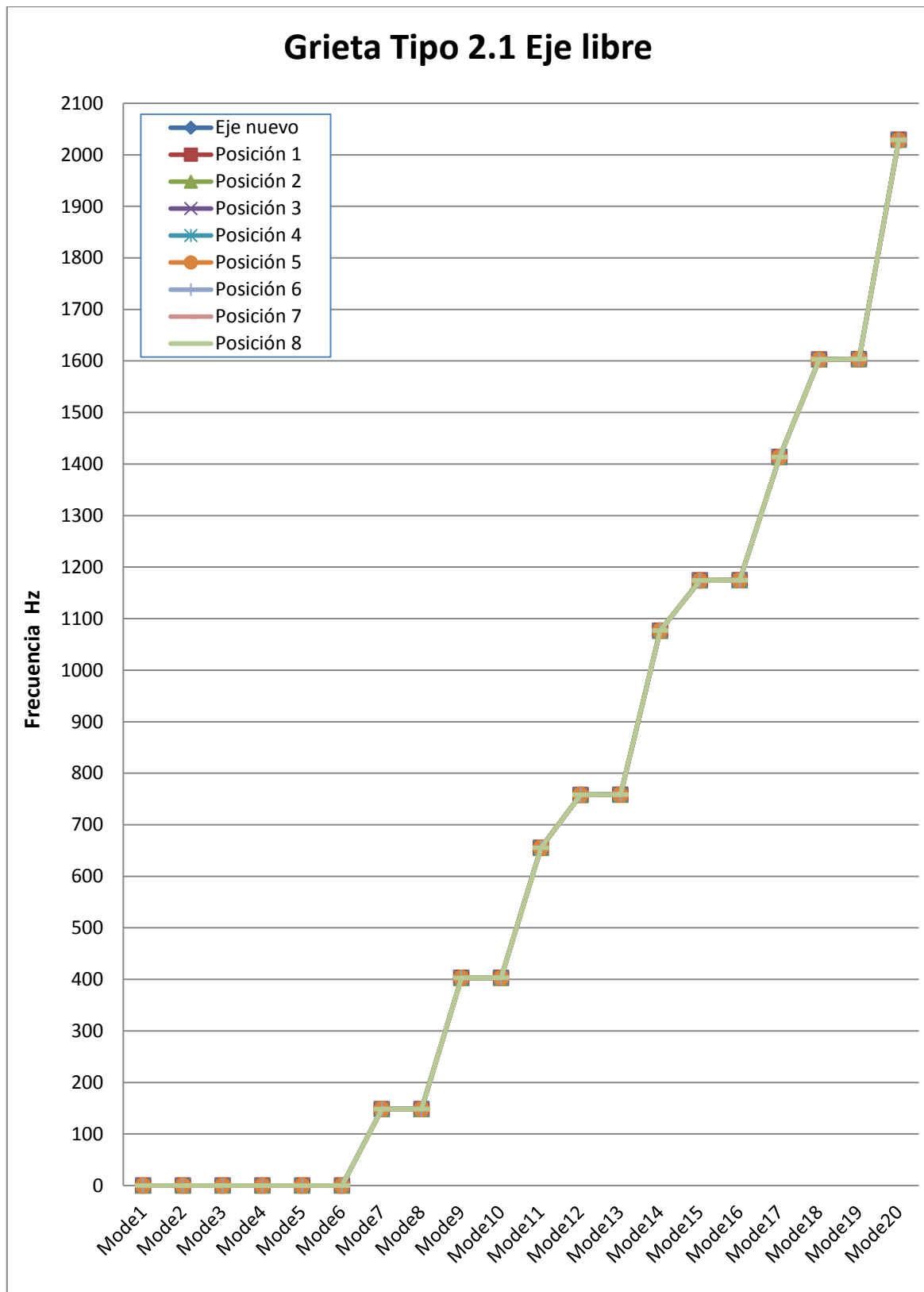


Figura 9.18 Frecuencias naturales de eje libre, fisura 2.1 / posición de grieta

Tabla 21 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.1 (restringido)

Grieta rectangular 50x0,6x10mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje restringido nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	323,081	322,856	322,9	322,62	323,214	323,09	323,09	323,162	323,09
Mode2	323,172	323,14	323,013	322,982	323,235	323,181	323,182	323,2	323,182
Mode3	834,344	834,521	833,626	833,211	834,761	834,158	834,158	834,374	834,158
Mode4	834,806	834,83	834,46	834,383	834,884	834,823	834,823	834,906	834,823
Mode5	1047,46	1047,79	1048,19	1047,15	1047,51	1047,62	1047,62	1047,52	1047,62
Mode6	1372,14	1371,93	1370,94	1370,25	1372,51	1364,59	1365,86	1364,06	1370,26
Mode7	1372,44	1372,29	1371,02	1370,48	1372,8	1370,84	1370,92	1372,7	1370,78
Mode8	1374,17	1373,83	1371,28	1371,71	1373,09	1374,61	1374,61	1373,48	1374,61
Mode9	1374,26	1374,23	1371,31	1371,8	1373,32	1374,87	1374,87	1373,75	1374,87
Mode10	1518,41	1517,18	1516,88	1516,14	1518,99	1518,25	1518,25	1518,59	1518,25
Mode11	1518,94	1518,52	1517,21	1517,86	1519,25	1518,79	1518,78	1519,16	1518,78
Mode12	1617,02	1617,24	1617,24	1616,17	1617,31	1617,22	1617,22	1617,21	1617,22
Mode13	2095,95	2094,39	2093,28	2095,54	2095,9	2096,4	2096,39	2096,24	2096,39
Mode14	2316,12	2316,28	2314,26	2313,05	2316,19	2316,05	2316,03	2316,52	2316,04
Mode15	2316,18	2316,7	2314,74	2314,01	2317,26	2316,19	2316,18	2317,12	2316,18
Mode16	3135,95	3140,52	3138,91	3136,98	3136,03	3135,73	3135,71	3135,33	3135,71
Mode17	3192,58	3193,83	3189,12	3185,31	3194,2	3194,34	3194,31	3197,63	3194,3
Mode18	3193,5	3195,99	3191,16	3188,67	3194,75	3196,57	3196,55	3198,54	3196,55
Mode19	3224,54	3223,18	3222,14	3222,99	3225,01	3225,01	3225,01	3224,99	3225,01
Mode20	3425,17	3426,02	3424,48	3424,53	3425,61	3423,3	3422,52	3419,11	3423,02

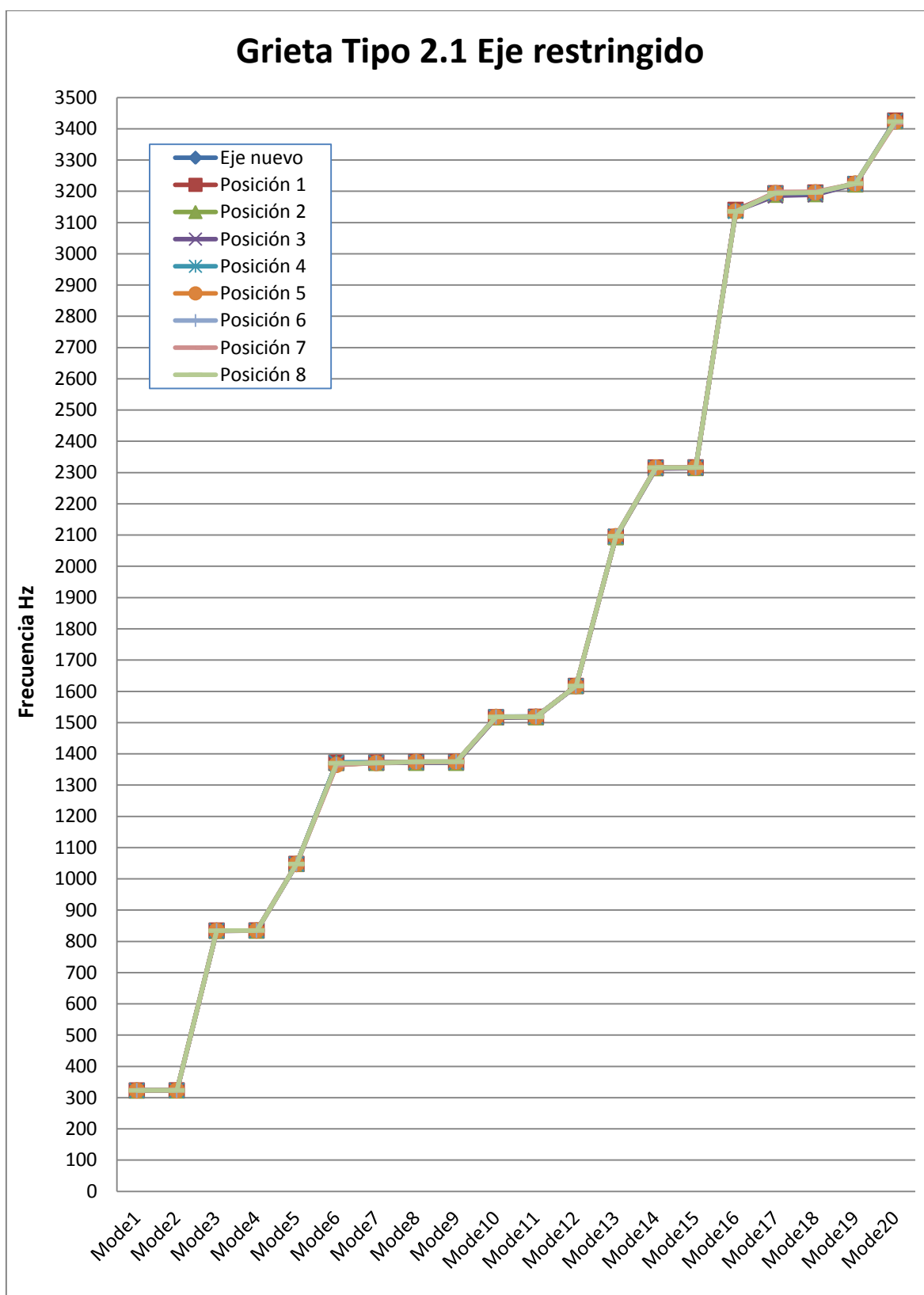


Figura 9.19 Frecuencias naturales de eje restringido, fisura 2.1 / posición de grieta

Tabla 22 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.2 (libre)

Grieta rectangular 50x20x10mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje libre nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode7	148,358	148,164	148,177	148,3	148,318	148,356	148,307	148,339	148,331
Mode8	148,393	148,373	148,32	148,326	148,371	148,397	148,422	148,444	148,373
Mode9	402,984	403,036	402,716	402,889	402,892	402,949	402,849	402,919	402,99
Mode10	403,123	403,048	403,17	402,912	403,06	403,107	403,17	403,223	403,082
Mode11	655,442	655,089	654,851	655,205	655,419	655,48	655,417	655,497	655,273
Mode12	758,462	757,942	757,996	758,33	758,347	758,263	758,238	758,19	758,521
Mode13	758,555	758,959	758,125	758,387	758,504	758,543	758,439	758,534	758,642
Mode14	1076,96	1076,62	1076,41	1076,76	1076,91	1076,99	1076,95	1077,02	1076,88
Mode15	1174,32	1175,5	1173,99	1173,98	1173,65	1174,02	1173,55	1173,1	1174,29
Mode16	1174,67	1175,54	1174,44	1174,63	1174,54	1174,7	1174,84	1174,48	1174,7
Mode17	1413,52	1413,85	1414,72	1413,15	1413,57	1413,48	1413,64	1413,68	1413,54
Mode18	1603,7	1604,64	1602,44	1603,71	1602,79	1602,87	1601,9	1600,72	1603,78
Mode19	1604,02	1606,34	1603,29	1604,13	1603,74	1604,23	1604,03	1603,87	1604,17
Mode20	2029,44	2032,74	2029,78	2030,71	2029,21	2031,13	2030,14	2024,82	2029,47

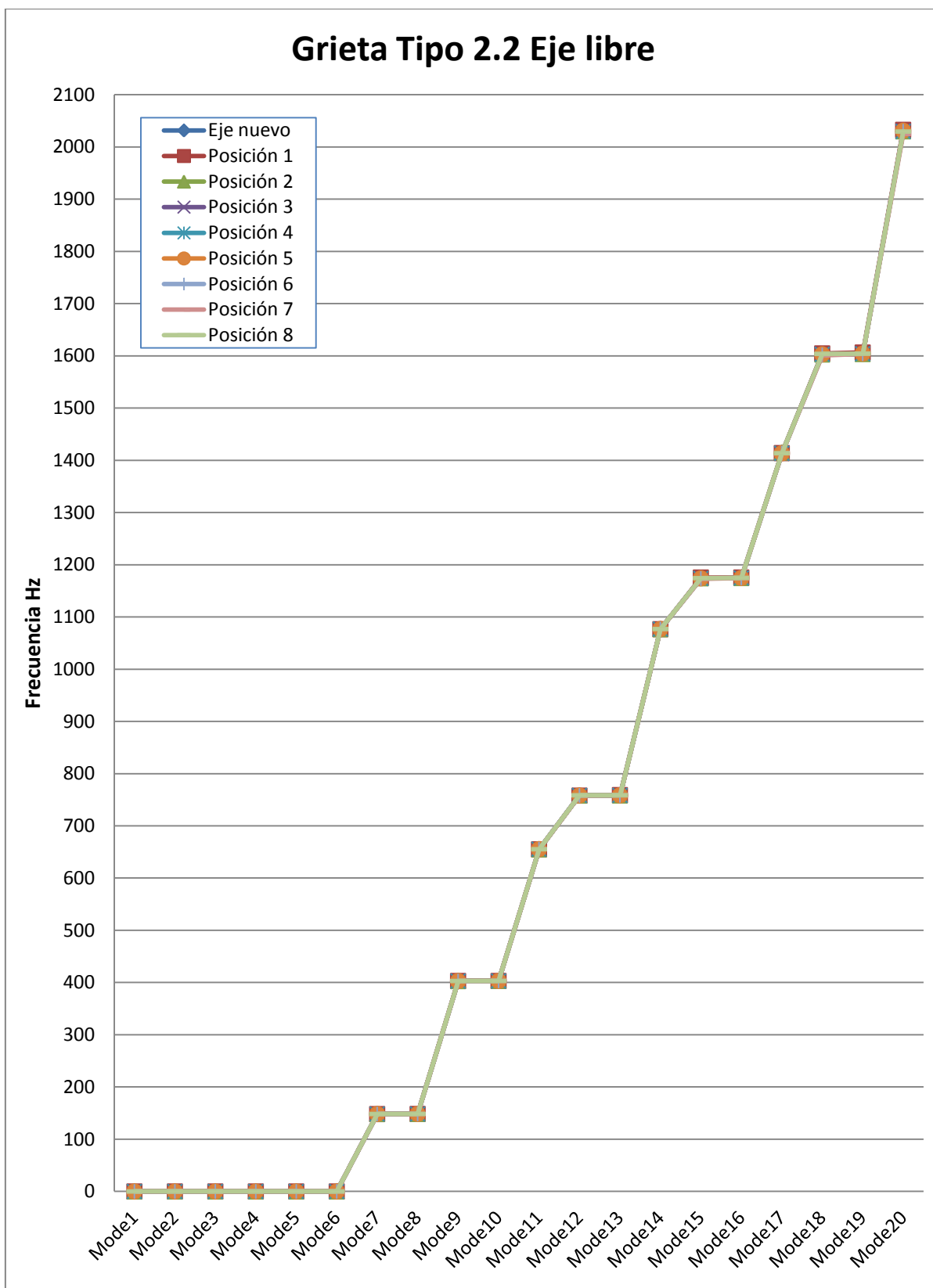


Figura 9.20 Frecuencias naturales de eje libre, fisura 2.2 / posición de grieta

Tabla 23 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.2 (restringido)

Grieta rectangular 50x20x10mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje restringido nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	323,081	322,705	322,818	322,659	323,01	322,928	322,914	323,006	323,086
Mode2	323,172	323,153	322,893	323,001	323,081	323,004	323	323,099	323,12
Mode3	834,344	834,359	833,482	833,112	833,916	834,038	833,636	834,1	834,089
Mode4	834,806	834,598	834,342	834,205	834,462	834,345	834,472	834,661	834,627
Mode5	1047,46	1047,73	1048,34	1047,23	1047,46	1047,25	1047,44	1047,45	1047,69
Mode6	1372,14	1372,65	1370,44	1370,67	1370,16	1363,43	1362,93	1359,6	1373,77
Mode7	1372,44	1373,33	1370,55	1370,99	1370,56	1370,88	1370,47	1371,08	1373,89
Mode8	1374,17	1374,16	1371,21	1372	1371,31	1372,39	1371,36	1372,48	1374
Mode9	1374,26	1374,34	1371,48	1372,19	1371,59	1372,65	1371,71	1372,62	1374,73
Mode10	1518,41	1515,7	1515,6	1516,46	1517,86	1517,72	1517,44	1518,26	1518,3
Mode11	1518,94	1518,52	1516,99	1517,98	1518,37	1518,26	1518,01	1518,82	1518,7
Mode12	1617,02	1617,12	1617,18	1616,32	1616,81	1616,59	1616,65	1616,89	1617,15
Mode13	2095,95	2094	2091,9	2096,49	2096,56	2095,54	2095,96	2095,53	2096,74
Mode14	2316,12	2314,95	2314,23	2313,47	2314,27	2313,95	2314,44	2315,13	2315,91
Mode15	2316,18	2315,9	2314,45	2314,11	2315,28	2315,16	2315,25	2316,72	2316,66
Mode16	3135,95	3141,53	3141,53	3133,45	3133,63	3135,53	3135,27	3134,57	3134,51
Mode17	3192,58	3187,02	3188,79	3186,76	3187,98	3193,06	3190,02	3193,16	3196,9
Mode18	3193,5	3192,01	3189,81	3190,07	3189,3	3193,84	3193,57	3194,45	3197,6
Mode19	3224,54	3222,68	3220,83	3223,78	3224,43	3223,71	3223,75	3224,07	3224,96
Mode20	3425,17	3425,63	3424,41	3424,84	3424,34	3421,07	3417,1	3411,12	3426,35

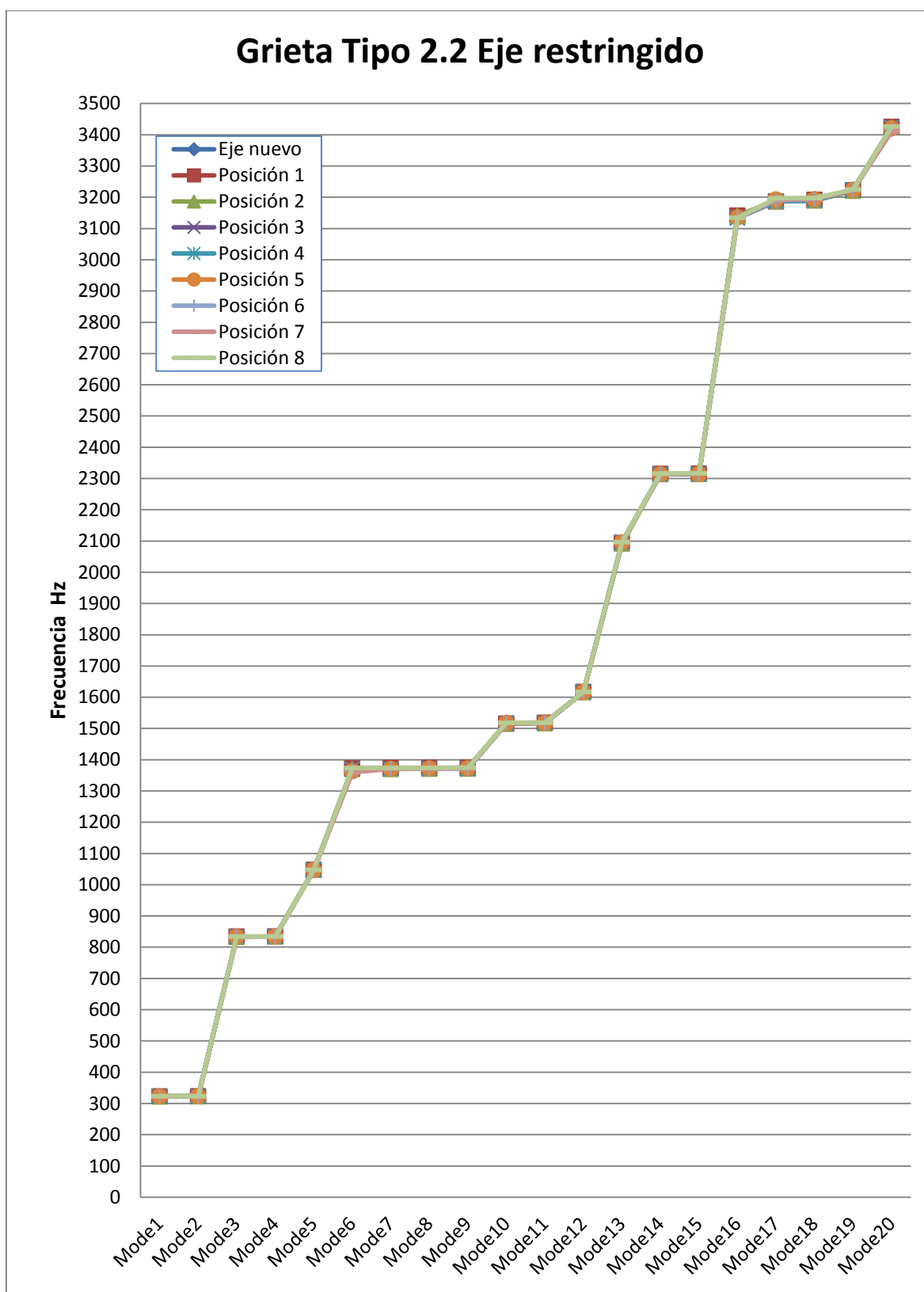


Figura 9.21 Frecuencias naturales de eje restringido, fisura 2.2 / posición de grieta

Atendiendo exclusivamente a los valores de frecuencias naturales reportados en las gráficas anteriores podemos extraer las siguientes observaciones:

- En el caso del eje libre, sin restricciones, las curvas quedan completamente solapadas para cualquiera de los tipos de grieta modelados, observándose diferencias de apenas décimas de Hertzio. A pesar de ello puede apreciarse como las grietas localizadas en la séptima posición presentan mayores cambios en las frecuencias.
- Para el caso del eje restringido, se aprecia como en la mayoría de los análisis la aparición de grietas produce una ligera disminución de las frecuencias naturales que oscila entre el 0,1 y el 1%. Esta disminución se hace más sensible en los modos más altos (Modos 10-20).
- Todas las figuras en las que se analiza el eje restringido presentan un factor común, se puede apreciar en ellas que el modo 18 muestra algún tipo de perturbación. Por este motivo, será estudiado en el siguiente apartado.
- La teoría nos enseña que un eje sin ningún tipo de imperfección debería presentar unas frecuencias naturales mucho más altas que un eje con algún tipo de grieta, ya que la rigidez del eje nuevo es mayor y por tanto la frecuencia tiene que presentar valores mayores.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \rightarrow f_n = \frac{\omega_n}{2\pi}$$

Sin embargo, este comportamiento no se observa de forma clara en algunos de los resultados obtenidos por el software. Incluso, se puede comprobar cómo en varios casos las frecuencias de los modelos de eje fisurados llegan a poseer valores mayores para el mismo modo propio que el modelo de eje sin fisuras. El motivo tiene que ver con el mallado que Pro/ENGINEER crea entorno a la grieta y se tratará de explicar posteriormente.

- Aunque no estaba previsto en la metodología del estudio, se ha realizado el análisis modal del eje restringido para el caso de la grieta 1.1 con el método Single-Pass Adaptive, tras haberlo descartado en el estudio de sensibilidad. Los resultados se muestran en la Tabla 15, así como en la Figura 9.13. En ellas se puede observar que los valores obtenidos mediante este método de resolución llegan a variar en más de 200 Hz frente a los mismos análisis realizados con el método Multi-Pass Adaptive, que pueden ser contemplados en la Tabla 14 y en la Figura 9.12. Estudios realizados para casos estáticos han comprobado que el método Single-Pass Adaptive obtiene resultados muy próximos a los que se obtienen por medio del método Multi-Pass Adaptive con una reducción de tiempo significativa [6]. A la vista de los resultados obtenidos en este estudio, se aconseja desestimar el método Single-Pass Adaptive para la realización de análisis modales.
- Hay que señalar, que la introducción de la grieta en el modelo, ha implicado un aumento en los tiempos de análisis frente al caso del eje nuevo. La realización de los mismos ha exigido una media de 23 minutos por cada uno.

○ 9.3.1.1.- Estudio detallado del modo 18 (3193,5 Hz)

Prestando atención a los valores de los análisis se puede observar que el modo 18, en el caso del eje restringido (con un valor de 3193,5 Hz para el eje sin imperfecciones) es el más sensible a los diferentes modelos de estudio. Por ello se va a estudiar en este modo la influencia de las entallas en el comportamiento del eje, ya que es el que maximiza las diferencias entre unos casos y otros.

La figura 9.22 recoge la secuencia del desplazamiento máximo del eje para dicho modo, permitiendo recrear el movimiento asociado al modo.

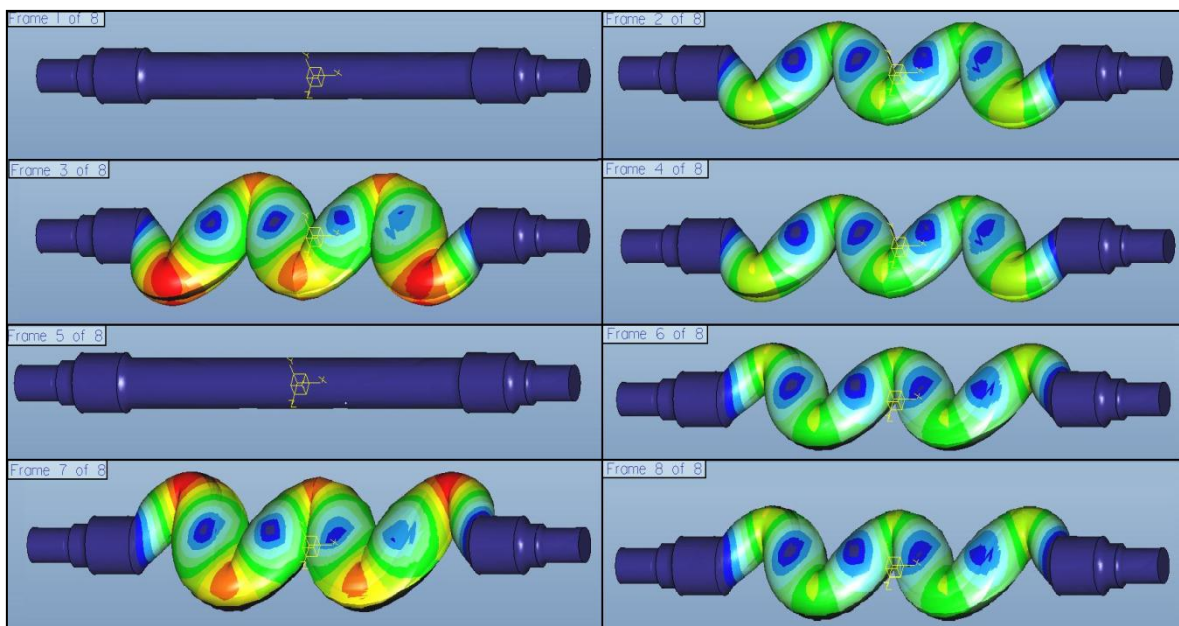


Figura 9.22 Secuencia de desplazamientos modo propio 18

Se trata por tanto, de un modo que combina flexión en torno al eje y con una torsión respecto al eje z del eje ferroviario. A juzgar por el movimiento del eje asociado al modo, las grietas localizadas en las posiciones 1 y 2 deben tener especial relevancia en el comportamiento del eje.

En la figura 9.23 se puede comprobar de una forma más clara el movimiento de torsión.

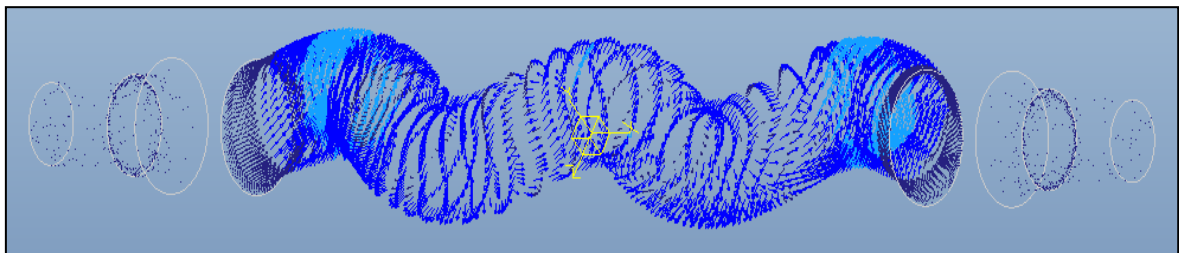


Figura 9.23 Torsión en modo 18

Se han recogido los valores relativos al modo 18 del eje ferroviario en todas las configuraciones presentadas hasta el momento, con el fin de observar el comportamiento del mismo. En la tabla 24 se muestran todos ellos.

Tabla 24 Frecuencias (Hz) del modo 18

Modo 18	nuevo	Grieta 1.1	Grieta 1.2	Grieta 1.3	Grieta 2.1	Grieta 2.2
Posición 1	3193,50	3190,88	3204,87	3189,87	3195,99	3192,01
Posición 2		3189,86	3189,62	3199,67	3191,16	3189,81
Posición 3		3193,45	3190,12	3191,3	3188,67	3190,07
Posición 4		3193,35	3206,08	3191,21	3194,75	3189,3
Posición 5		3193,47	3193,59	3189,65	3196,57	3193,84
Posición 6		3204,87	3195,29	3189,51	3196,55	3193,57
Posición 7		3193,51	3193,18	3203,54	3198,54	3194,45
Posición 8		3193,51	3189,15	3190,62	3196,55	3197,6

Tras contemplar los valores de la tabla anterior resulta importante destacar, que tal y como se preveía, las grietas localizadas en las posiciones 1 y 2 son las que más alteración producen en el eje, en especial las localizadas en la posición 2 (coincidente con zona de máximo desplazamiento). Para éste modo las grietas generadas en las zonas más alejadas del centro del eje, son por tanto, menos peligrosas.

Así mismo es reseñable que el modelo de grieta 1.3, caracterizado por su mayor profundidad, es el que más afecta a las frecuencias propias del eje, y por tanto a su rigidez

En las figuras 9.24-9.28 se presentan gráficas que comparan los datos obtenidos para cada modelo de grieta frente al valor del eje nuevo.

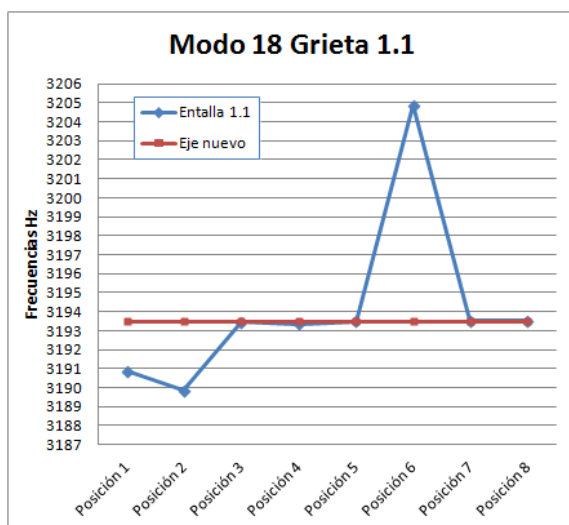


Figura 9.24 Frecuencias modo 18 grieta 1.1

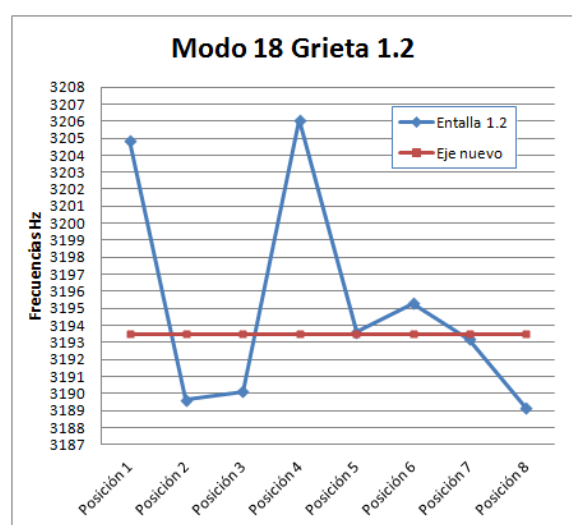


Figura 9.25 Frecuencias modo 18 grieta 1.2

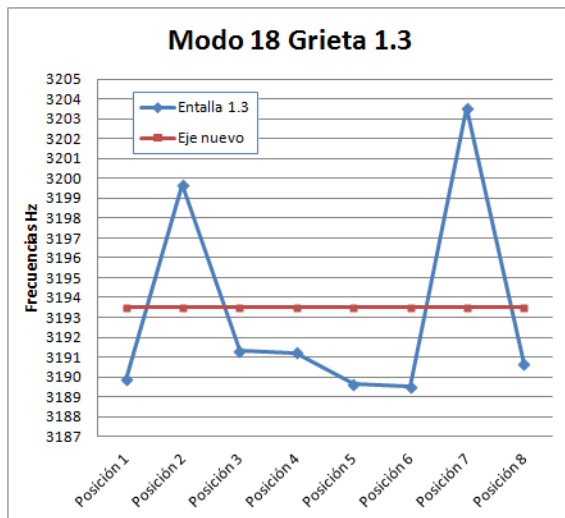


Figura 9.26 Frecuencias modo 18 grieta 1.3

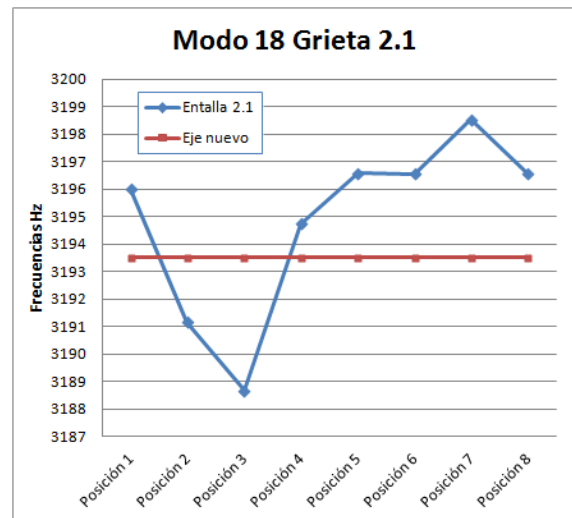


Figura 9.27 Frecuencias modo 18 grieta 2.1

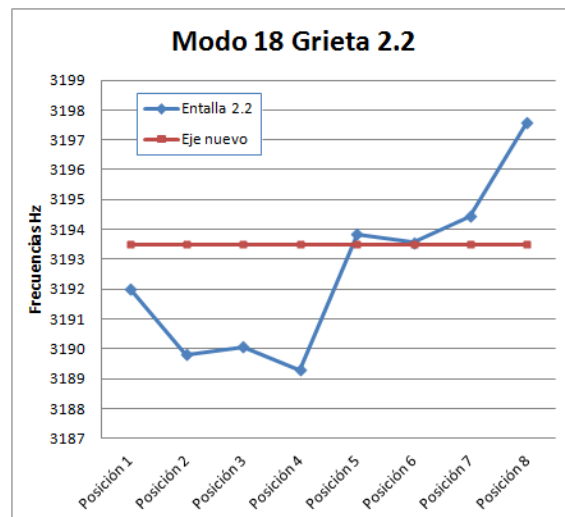


Figura 9.28 Frecuencias modo 18 grieta 2.2

Se puede afirmar que en términos generales la frecuencia del eje fisurado es menor que la del eje nuevo, aunque en algunos casos se presenten fluctuaciones cuyo posible motivo se explicará posteriormente.

Tal y como se aprecia en las figuras anteriores es posible por tanto, detectar una imperfección en un eje ferroviario, analizando sus frecuencias modales. Además el modelo de grieta 1.3 se ha confirmado como el más agresivo en relación al comportamiento modal del eje, esto significa que la profundidad de grieta es un parámetro más problemático que la superficie de la misma. Sin embargo, las fluctuaciones obtenidas en los datos de salida para estos tamaños de grieta dificultan la toma de decisiones basadas exclusivamente en estos.

Una vez se han analizado el grupo de defectos de menor tamaño, se presentan los resultados de las grietas 2.3 y 2.4 modeladas con una dimensión notablemente mayor con el fin de amplificar los efectos producidos en el comportamiento modal del eje y comprobar si siguen apareciendo fluctuaciones encontradas.

9.3.2.- Resultados obtenidos para modelos 2.3 y 2.4

Tabla 25 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.3 (libre)

Grieta 100x0,6x50mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje libre nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode7	148,358	145,227	146,342	148,148	148,313	148,289	148,288	148,283	148,293
Mode8	148,393	148,252	148,297	148,347	148,379	148,377	148,374	148,371	148,325
Mode9	402,984	403,031	396,391	400,844	402,276	402,298	402,275	402,101	402,823
Mode10	403,123	403,125	402,852	402,952	403,042	403,004	403,009	402,96	402,945
Mode11	655,442	653,005	653,423	654,876	655,348	655,318	655,28	655,261	655,123
Mode12	758,462	748,15	757,753	750,795	754,952	754,35	753,823	752,276	758,059
Mode13	758,555	758,462	758,377	758,212	758,225	758,177	758,133	757,859	758,318
Mode14	1076,96	1070,02	1070,91	1075,45	1076,43	1076,49	1076,42	1076,19	1076,61
Mode15	1174,32	1175,24	1167,86	1162,45	1165,67	1159,62	1156,6	1147,85	1172,43
Mode16	1174,67	1175,84	1174,94	1174,26	1174,07	1173,73	1173,47	1172,22	1174,03
Mode17	1413,52	1413,78	1409,33	1411,13	1412,79	1413,13	1413,22	1413	1413,17
Mode18	1603,7	1589,53	1591,65	1597	1592,51	1573,71	1564,42	1538,99	1597,02
Mode19	1604,02	1605,93	1605,07	1603,85	1603,17	1602,34	1601,65	1598,35	1602,52
Mode20	2029,44	2032,31	2031,65	2029,2	2023,32	1995,16	1981,53	1944,47	2023,51

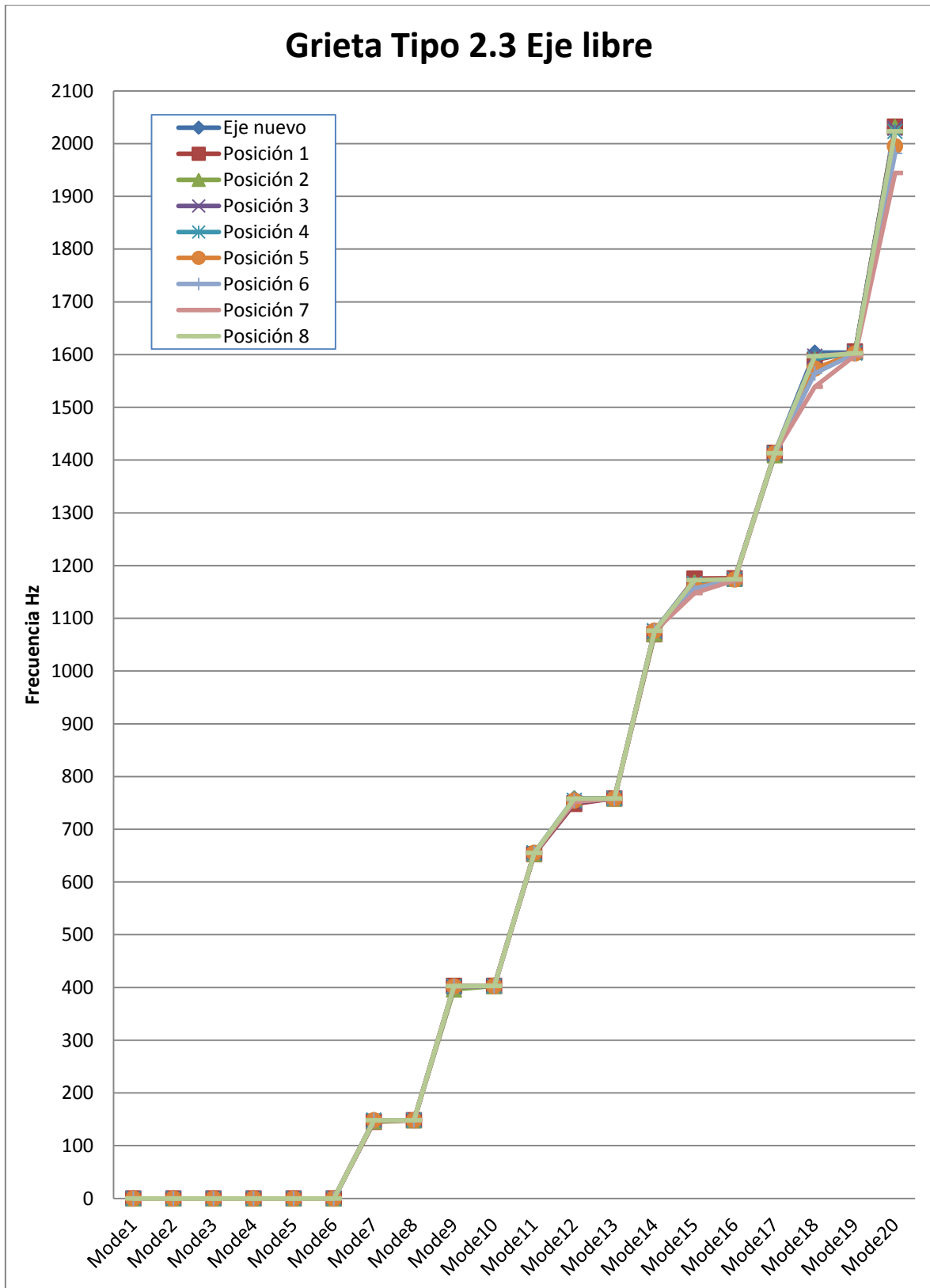


Figura 9.29 Frecuencias naturales de eje libre, fisura 2.3 / posición de grieta

Tabla 26 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.3 (restringido)

Grieta 100x0,6x50mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje restringido nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	323,081	317,619	322,808	316,856	322,978	323,07	322,922	323,04	322,963
Mode2	323,172	322,817	322,987	322,842	323,046	323,146	323,015	323,129	323,011
Mode3	834,344	834,127	821,758	820,935	834,069	834,125	833,799	833,988	833,714
Mode4	834,806	834,376	834,075	833,972	834,54	834,717	834,353	834,625	834,147
Mode5	1047,46	1047,15	1044,81	1044,76	1047,39	1047,52	1047,46	1047,62	1047,53
Mode6	1372,14	1371,13	1371,93	1371,78	1370,68	1243,07	1216,07	1166,93	1346,6
Mode7	1372,44	1371,49	1372,29	1373,12	1371,01	1363,85	1357,75	1348,27	1362,37
Mode8	1374,17	1372,8	1373,69	1374,52	1372,9	1372,96	1372,06	1372,94	1371,79
Mode9	1374,26	1372,97	1374,18	1374,86	1373,36	1373,21	1372,37	1373,34	1371,91
Mode10	1518,41	1487,56	1497,39	1497,46	1517,92	1518,31	1517,77	1518,13	1517,65
Mode11	1518,94	1517,01	1517,58	1517,56	1518,46	1518,86	1518,13	1518,6	1518,25
Mode12	1617,02	1616,64	1611,17	1608,89	1616,63	1617,05	1616,72	1617,05	1616,76
Mode13	2095,95	2083,1	2094,77	2090,76	2095,73	2096,54	2095,97	2096,86	2097,27
Mode14	2316,12	2312,57	2312,83	2293,39	2315,53	2317,02	2313,99	2316,2	2314,31
Mode15	2316,18	2315,14	2313,63	2314,13	2315,87	2317,44	2314,75	2316,41	2315,51
Mode16	3135,95	3121,39	3129,13	3125,97	3136,05	3134,75	3134,01	3134,73	3132,82
Mode17	3192,58	3140,69	3169,79	3165,33	3194,93	3198,93	3191,83	3194,8	3206,13
Mode18	3193,5	3190,79	3185,61	3199,9	3196,14	3201,51	3194,37	3196,93	3206,93
Mode19	3224,54	3214	3223,53	3216,66	3223,66	3224,79	3223,85	3224,93	3224,69
Mode20	3425,17	3425,25	3426,02	3425,6	3424,73	3371,09	3339,48	3258,92	3357,05

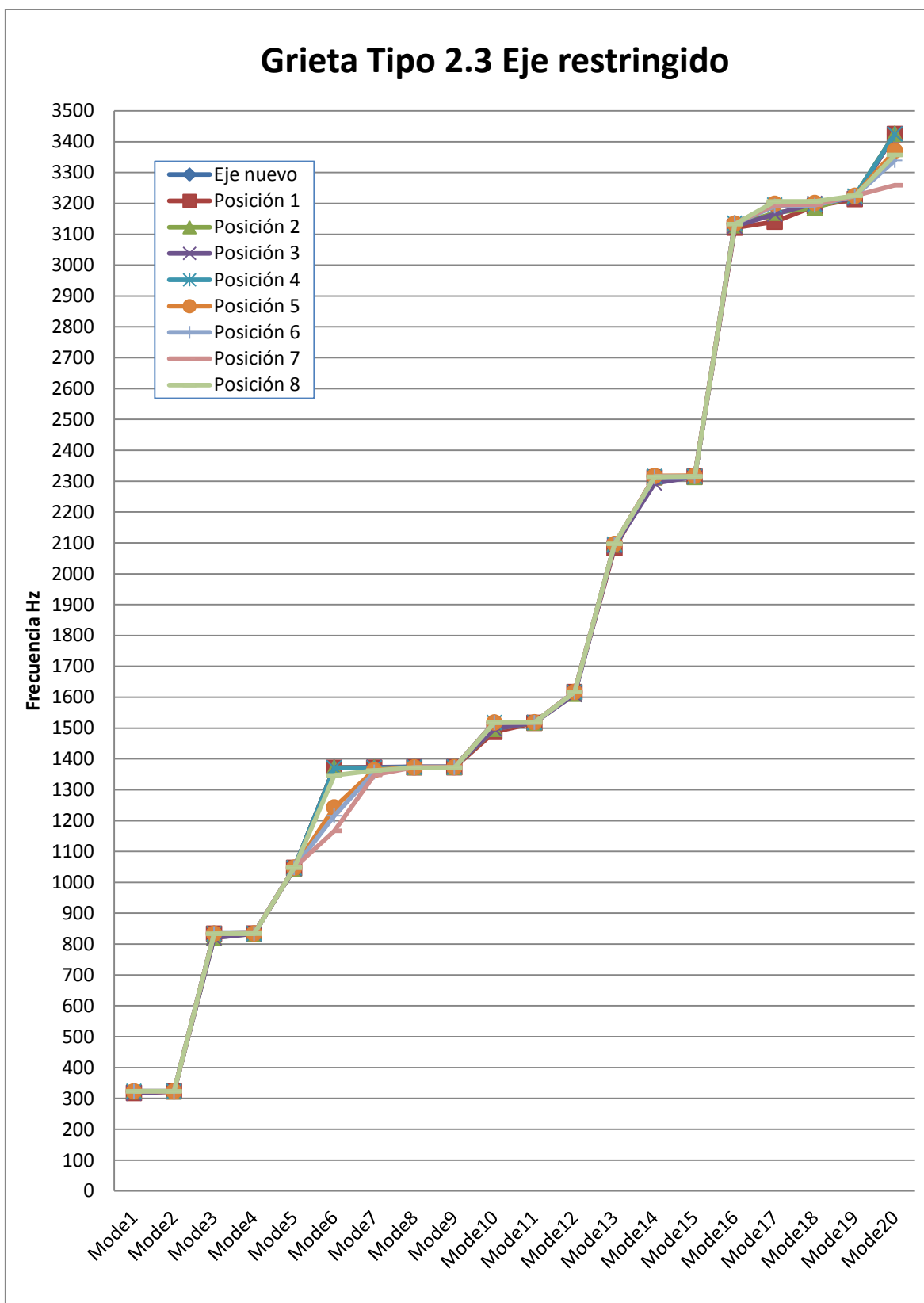


Figura 9.30 Frecuencias naturales de eje restringido, fisura 2.3 / posición de grieta

Tabla 27 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.4 (libre)

Grieta 140x0,6x90mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje libre nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mode7	148,358	135,512	139,99	147,635	148,151	148,17	148,271	147,904	148,288
Mode8	148,393	147,049	147,45	148,326	148,351	148,358	148,403	148,229	148,362
Mode9	402,984	402,468	377,73	394,245	400,016	399,953	399,619	392,991	402,362
Mode10	403,123	402,854	400,16	402,249	402,76	402,729	402,74	401,498	402,805
Mode11	655,442	645,414	647,36	654,024	654,972	655,164	655,508	654,664	655,146
Mode12	758,462	715,644	754,41	727,901	743,776	738,039	731,286	657,534	753,014
Mode13	758,555	754,08	756,21	755,935	757,149	756,612	755,665	748,925	756,642
Mode14	1076,96	1037,69	1036,11	1066,63	1072,65	1069	1054,68	904,139	1071,21
Mode15	1174,32	1171,67	1153,07	1135,95	1141,4	1108,14	1091,4	1080,79	1138,92
Mode16	1174,67	1173,5	1169,74	1171,23	1172,66	1168,26	1164,84	1135,04	1165,45
Mode17	1413,52	1413,69	1395,9	1404,68	1410,61	1412,06	1412,4	1321,39	1412,37
Mode18	1603,7	1548,78	1557,89	1581,02	1563,71	1483,6	1437,54	1408,72	1454,56
Mode19	1604,02	1597,36	1597,02	1600,84	1601,3	1591,11	1582,64	1517,65	1576,28
Mode20	2029,44	2020,66	2022,21	2024,56	2016,87	1917,22	1877,75	1794,11	1791,37

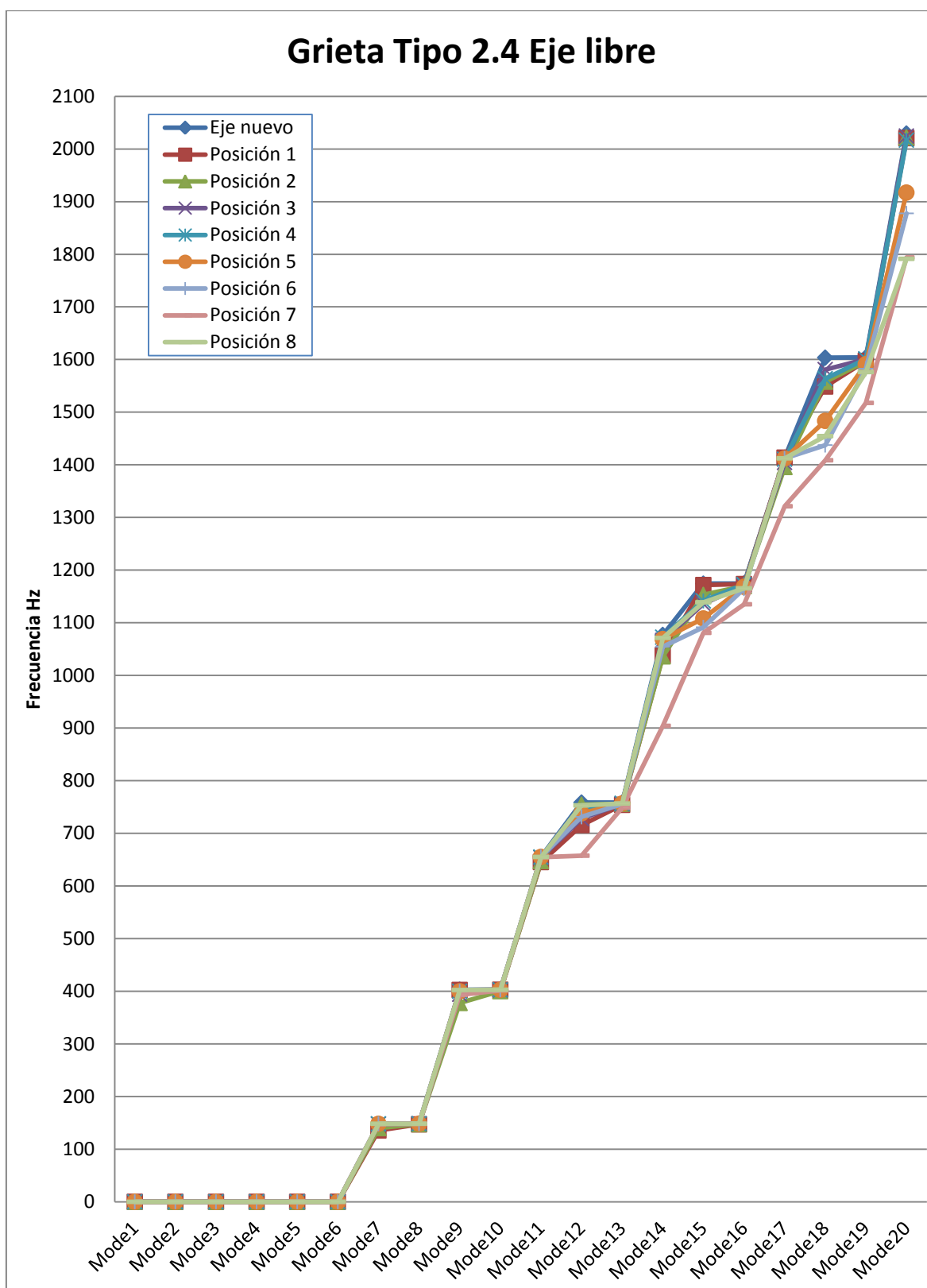


Figura 9.31 Frecuencias naturales de eje libre, fisura 2.4 / posición de grieta

Tabla 28 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.4 (restringido)

Grieta 140x0,6x90mm									
Frecuencia propia (Hz)	Eje restringido nuevo	Posición 1	Posición 2	Posición 3	Posición 4	Posición 5	Posición 6	Posición 7	Posición 8
Mode1	323,081	303,642	322,003	305,637	322,813	322,989	322,957	323,013	323,046
Mode2	323,172	320,972	322,24	321,428	322,89	323,059	323,014	323,147	323,067
Mode3	834,344	832,128	788,648	800,326	833,554	833,768	834,314	615,498	833,853
Mode4	834,806	833,599	828,472	831,385	834,144	834,437	834,69	833,962	834,424
Mode5	1047,46	1047,73	1036,36	1038,41	1047,26	985,447	884,73	834,088	1047,48
Mode6	1372,14	1373,67	1371,18	1371,4	1369,09	1047,35	1047,24	1047,27	1123,71
Mode7	1372,44	1374,23	1371,31	1371,68	1369,73	1312,25	1266,55	1093,72	1281,2
Mode8	1374,17	1374,73	1371,43	1373,77	1371,77	1372,29	1374,86	1372,25	1372,38
Mode9	1374,26	1374,92	1371,51	1374,32	1371,86	1372,38	1374,99	1372,45	1372,75
Mode10	1518,41	1414,24	1441,81	1462,81	1517,56	1517,64	1517,98	1517,82	1517,83
Mode11	1518,94	1506,01	1507,25	1512,94	1518,15	1518,25	1518,12	1518,34	1518,31
Mode12	1617,02	1617,46	1595,22	1594,49	1615,43	1616,74	1616,65	1616,78	1616,92
Mode13	2095,95	2044,47	2093,46	2077,38	2095,77	2096,97	2094,19	2099,17	2097,2
Mode14	2316,12	2300,59	2296,29	2266,94	2315,77	2314,09	2315,03	2313,99	2225,74
Mode15	2316,18	2308,93	2302,98	2306,4	2316,32	2315,21	2315,62	2315,56	2314,52
Mode16	3135,95	2909,1	3089	3102,52	3134,45	3133,61	3034,62	2441,2	2315,93
Mode17	3192,58	3140,34	3110,28	3104,73	3221,23	3187,5	3139,38	3115,18	2937,01
Mode18	3193,5	3174,28	3168,29	3183,46	3229,15	3188,97	3189,48	3132,22	3133,21
Mode19	3224,54	3206,89	3222,04	3205,25	3236,15	3193,88	3190,77	3188,77	3189,77
Mode20	3425,17	3426,4	3424,81	3424,59	3424,29	3224,52	3222,75	3191,05	3190,86

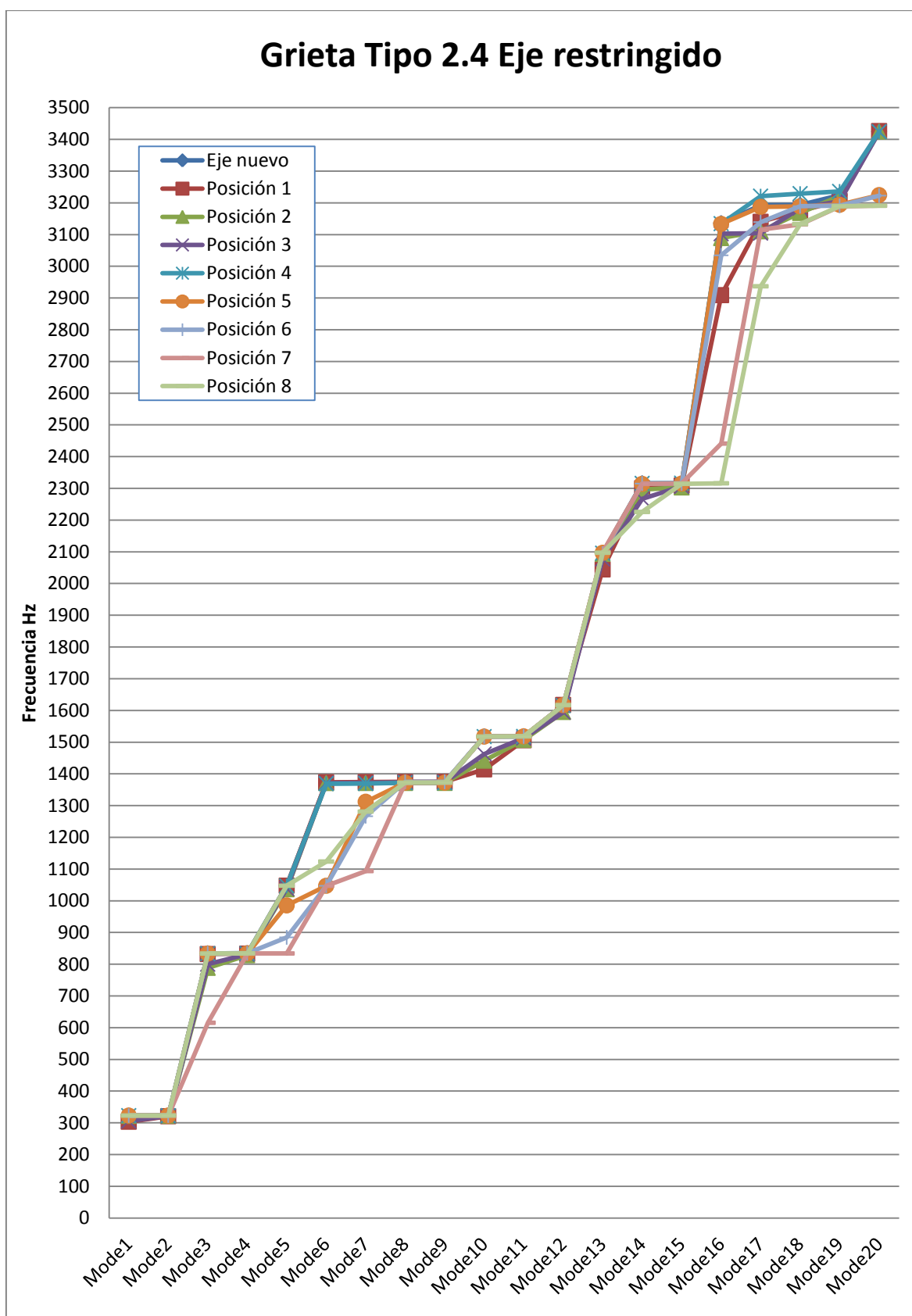


Figura 9.32 Frecuencias naturales de eje restringido, fisura 2.4 / posición de grieta

A la vista de los resultados se puede afirmar los siguientes aspectos:

- El tamaño de grieta permite obtener variaciones significativas en los datos de salida que permiten un mayor entendimiento del fenómeno, resultando por tanto más ilustrativos.
- Las fluctuaciones que se presentaban en las grietas de menor tamaño desaparecen en estos análisis, obteniendo resultados más próximos a la teoría. Para defectos de estas dimensiones se obtiene que todos los ejes con fallos presentan frecuencias menores que el modelo de eje sin imperfecciones.
- Como se ha comprobado en las grietas de menores dimensiones, la profundidad de la falla es el parámetro crítico en el estudio modal del eje.
- Se comprueba de nuevo como los modos más bajos (1-11) presentan modificaciones imperceptibles incluso para defectos de la severidad de los estudiados.
- En la figura 9.33 se muestran los modos 12-20 para el eje libre con el defecto 2.4 (el mayor de todos los estudiados) en una visualización que permite contemplar mejor las diferencias entre las distintas posiciones de grieta.

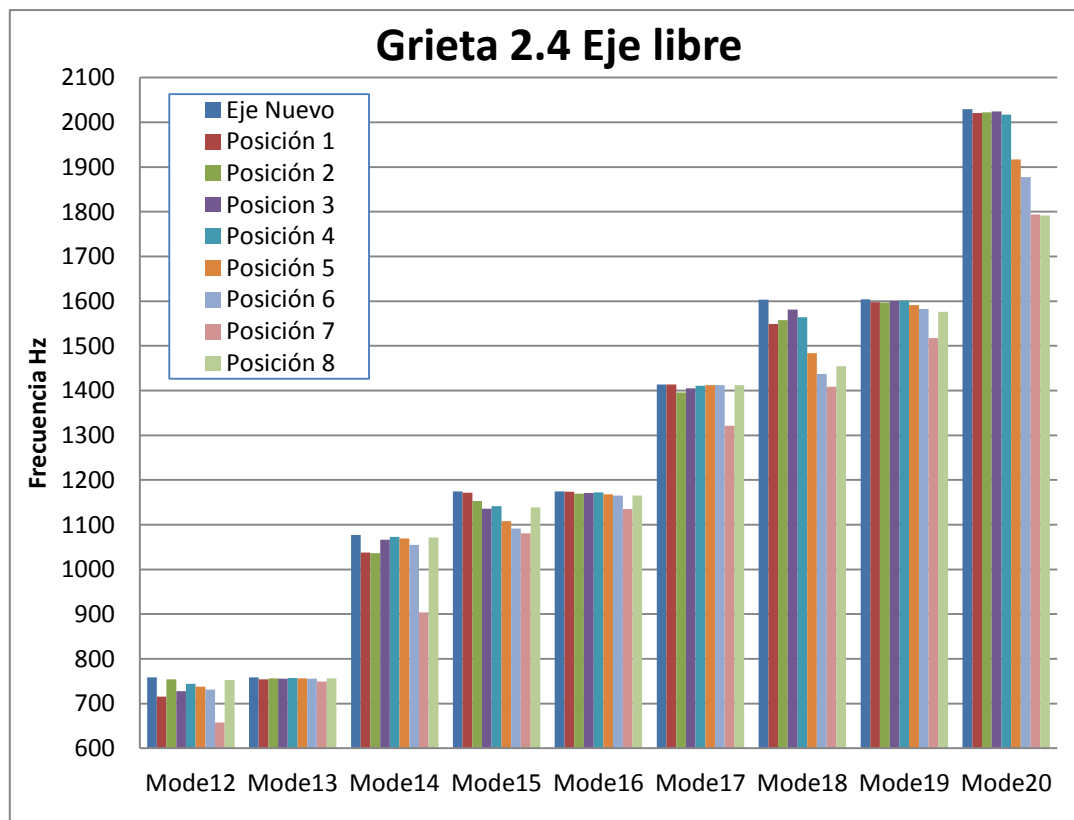


Figura 9.33 Frecuencias propias modos 12-20 eje libre, grieta 2.4

- En función del modo de vibración, la posición de la grieta resulta más o menos decisiva afectando o no a la rigidez de la barra y por tanto a la frecuencia propia. Por ello conociendo los modos propios y visualizando como se ven afectada las frecuencias propias de varios modos es posible situar la posición de la grieta.
- Las figuras 9.34, 9.35 y 9.36 permiten comprender con mayor claridad la causa de la disminución en las frecuencias de cada modo. Cuando la grieta coincide en aquellas zonas sometidas a mayores esfuerzos, facilita la flexión de la barra de forma muy significativa, disminuyendo la rigidez de la misma (y con ello la frecuencia propia).

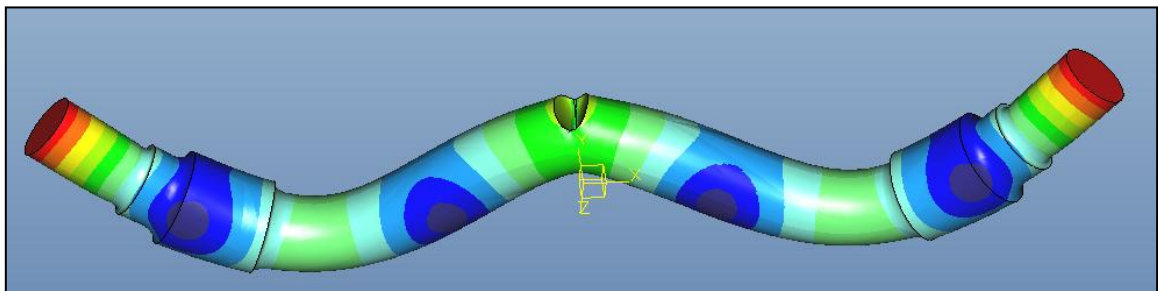


Figura 9.34 Máx. desplazamiento modo 12, grieta 2.4 en posición 1

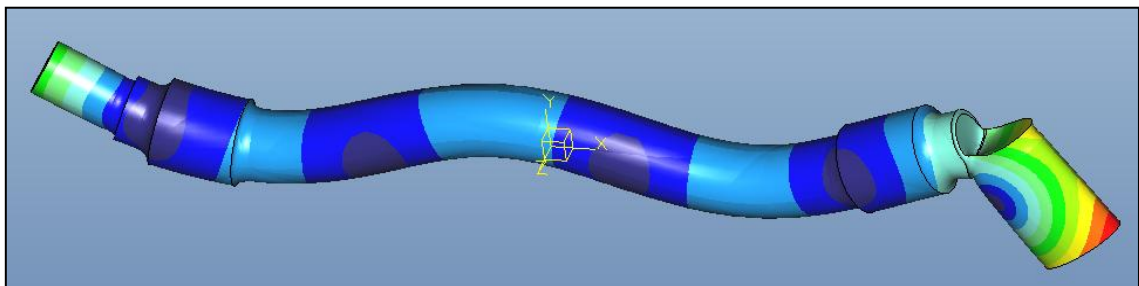


Figura 9.35 Máx. desplazamiento modo 14, grieta 2.4 en posición 7

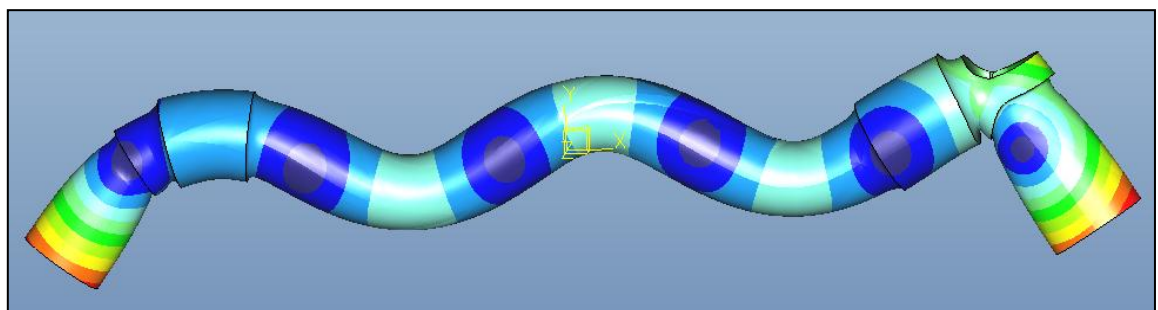


Figura 9.36 Máx. desplazamiento modo 18, grieta 2.4 en posición 6

- Tras visualizar la figura 9.34, podemos por tanto suponer que una grieta localizada en la posición 2 no modificará de manera significativa el valor de la frecuencia propia. Comprobamos en la figura 9.33 que efectivamente la posición 2 es la que menos afecta a la frecuencia del modo 12.

Por este motivo las grietas modeladas en la posiciones 5,6 y 7 son las más críticas en la mayoría de los modos. Esto se debe a que tal y como se mostró en la Figura 9.7 las deformaciones del eje asociadas a cada modo propio presenta las mayores curvaturas en los extremos exteriores de los asientos de rueda. De ellas las modeladas en la posición 7 son las que presentan mayores variaciones, debido en parte a que el diámetro del eje en la posición 7 es el más reducido y por tanto la posición 7 aquella en la que se generan las grietas de mayor profundidad.

- En el caso del eje restringido observamos el mismo comportamiento, el aumento del tamaño de grieta amplifica las variaciones que se intuían en el caso de grietas de menor tamaño. En este caso las grietas situadas en las posiciones 7 y 8 son las más afectan a las frecuencias propias. Resulta curioso sin embargo comprobar que para el modo 18, en el más se acusaban las variaciones con la existencia de grietas pequeñas, no sea el que más sufra con la aparición de grietas de mayor tamaño.

9.3.3- Avance de grieta generada por fatiga.

Como se analizó en el Capítulo 3 los fallos por fatiga son los principales causantes de roturas en muchos elementos mecánicos, especialmente en ejes ferroviarios. Además los estudios anteriores han permitido comprobar que la profundidad de grieta es el parámetro con más peso en la variación del comportamiento modal del eje. Por este motivo, se ha simulado de forma simplificada el avance de una grieta generada por fatiga para una posición determinada en el eje.

La geometría de la grieta es la misma que la de los modelos 2.x ya estudiados, y sus dimensiones son las siguientes.

- Avance de grieta 1: $R_1 = 90$ mm.
- Avance de grieta 2: $R_2 = 115$ mm.
- Avance de grieta 3: $R_3 = 140$ mm.
- Avance de grieta 4: $R_1 = 167$ mm.

La distancia entre el centro del eje y el centro del radio de la circunferencia que genera la grieta es de 167mm. El ancho es común a todas ellas $a = 0.6$ mm.

Las grietas se han generado en la posición 1, es decir, en el centro del eje ferroviario.

La figura 9.37 muestra el esbozo de generación de Pro/ENGINEER los diferentes modelos de grieta.

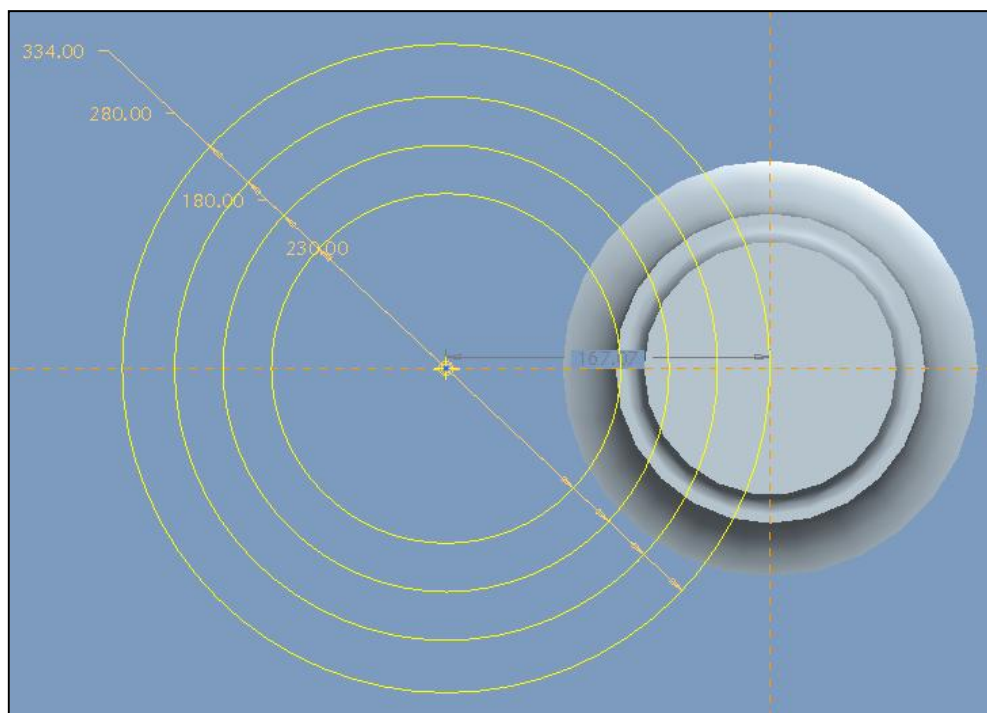


Figura 9.37. Esbozo de grietas modeladas en el estudio de avance de grieta por fatiga

La tabla 29 recoge los resultados obtenidos en los análisis realizados.

Tabla 29 Frecuencias propias del eje fisurado con grieta 2.4 (restringido)

Frecuencia Hz	Avance de grieta por fatiga									
	Eje libre					Eje restringido				
	Eje nuevo	1	2	3	4	Eje nuevo	1	2	3	4
Mode1	0	0	0	0	0	323,081	322,61	318,574	309,198	292,487
Mode2	0	0	0	0	0	323,172	323,074	322,704	321,495	316,858
Mode3	0	0	0	0	0	834,344	834,753	8,34E+02	833,227	829,879
Mode4	0	0	0	0	0	834,806	834,786	8,34E+02	834,733	8,33E+02
Mode5	0	0	0	0	0	1047,46	1,05E+03	1048,02	1047,64	1047,77
Mode6	0	0	0	0	0	1372,14	1372,36	1370,8	1370,93	1361,23
Mode7	148,358	148,102	145,77	139,666	126,713	1372,44	1372,6	1371	1371,1	1372,23
Mode8	148,393	148,355	148,134	147,369	144,702	1374,17	1372,71	1371,43	1372,21	1372,32
Mode9	402,984	403,089	402,931	402,768	402,078	1374,26	1372,78	1371,54	1372,4	1373,94
Mode10	403,123	403,174	403,023	403,122	402,775	1518,41	1515,31	1492,71	1442,6	1374,15
Mode11	655,442	655,177	652,924	648,004	635,767	1518,94	1518,31	1515,78	1508,9	1483,54
Mode12	758,462	757,433	749,58	729,235	688,042	1617,02	1617,3	1617,17	1617,47	1617,57
Mode13	758,555	758,255	757,814	755,229	746,674	2095,95	2092,23	2084,04	2057,08	1989,48
Mode14	1076,96	1076,46	1071,41	1054,78	1012,55	2316,12	2315,94	2312,12	2307,52	2290,5
Mode15	1174,32	1174,54	1173,9	1173,17	1169,92	2316,18	2316,53	2314,81	2314,83	2302,21
Mode16	1174,67	1174,66	1174,46	1174,9	1173,36	3135,95	3141,15	3137,85	3001,29	2769,25
Mode17	1413,52	1414,27	1414,16	1414,02	1414,1	3192,58	3186,25	3140,33	3139,5	3134,08
Mode18	1603,7	1601,74	1589,8	1563,7	1527,95	3193,5	3190,72	3189,06	3181,77	3139,15
Mode19	1604,02	1603,41	1602,77	1600,01	1586,86	3224,54	3220,97	3215,43	3214,14	3200,8
Mode20	2029,44	2029,1	2028,73	2025,88	2011,86	3425,17	3425,58	3424,41	3424,65	3425,79

Las figuras 9.38 y 9.39 muestran los resultados de la tabla de manera más gráfica, permitiendo observar de un vistazo las diferencias entre los distintos modelos.

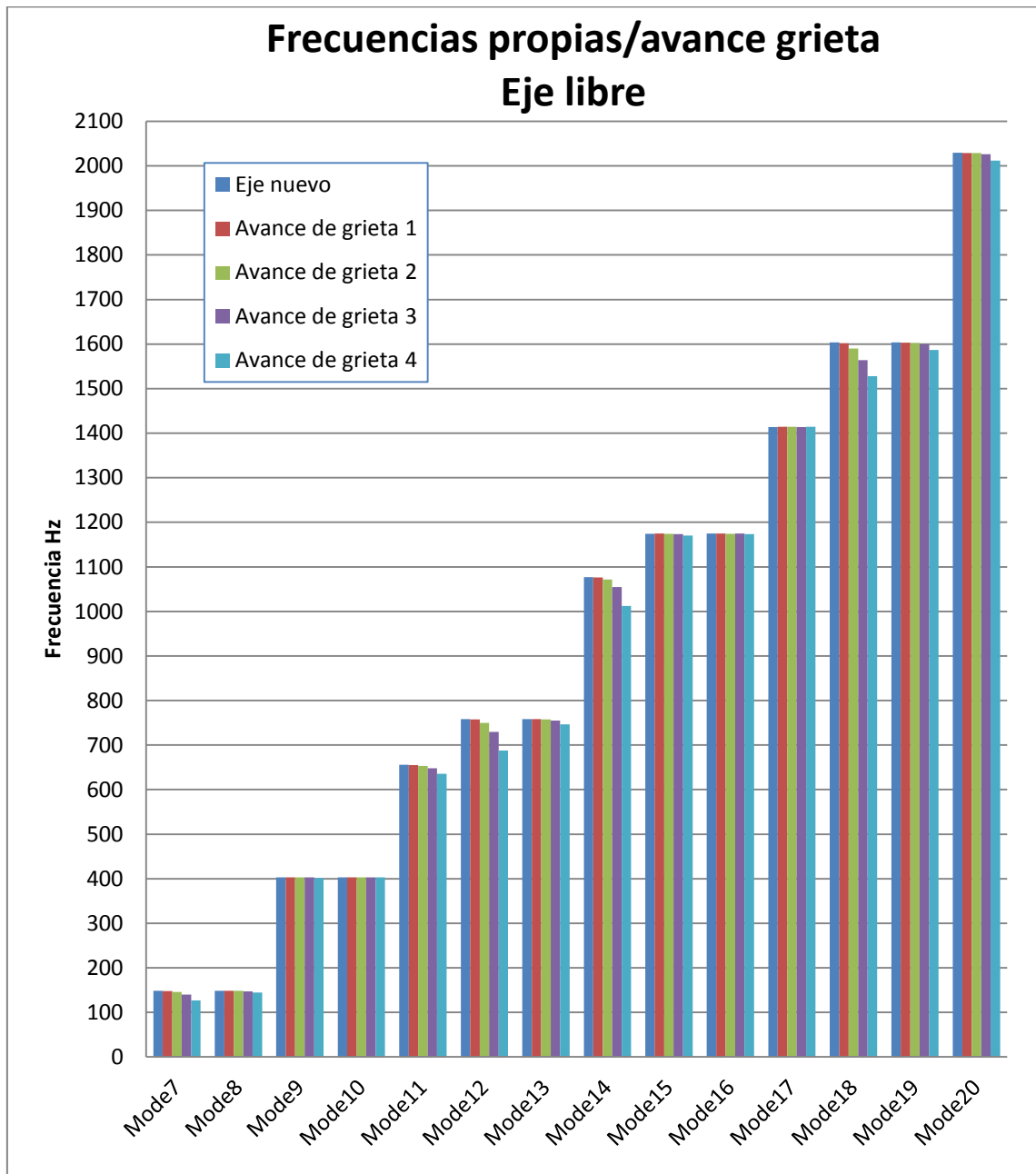


Figura 9.38 Avance de grieta por fatiga, eje libre

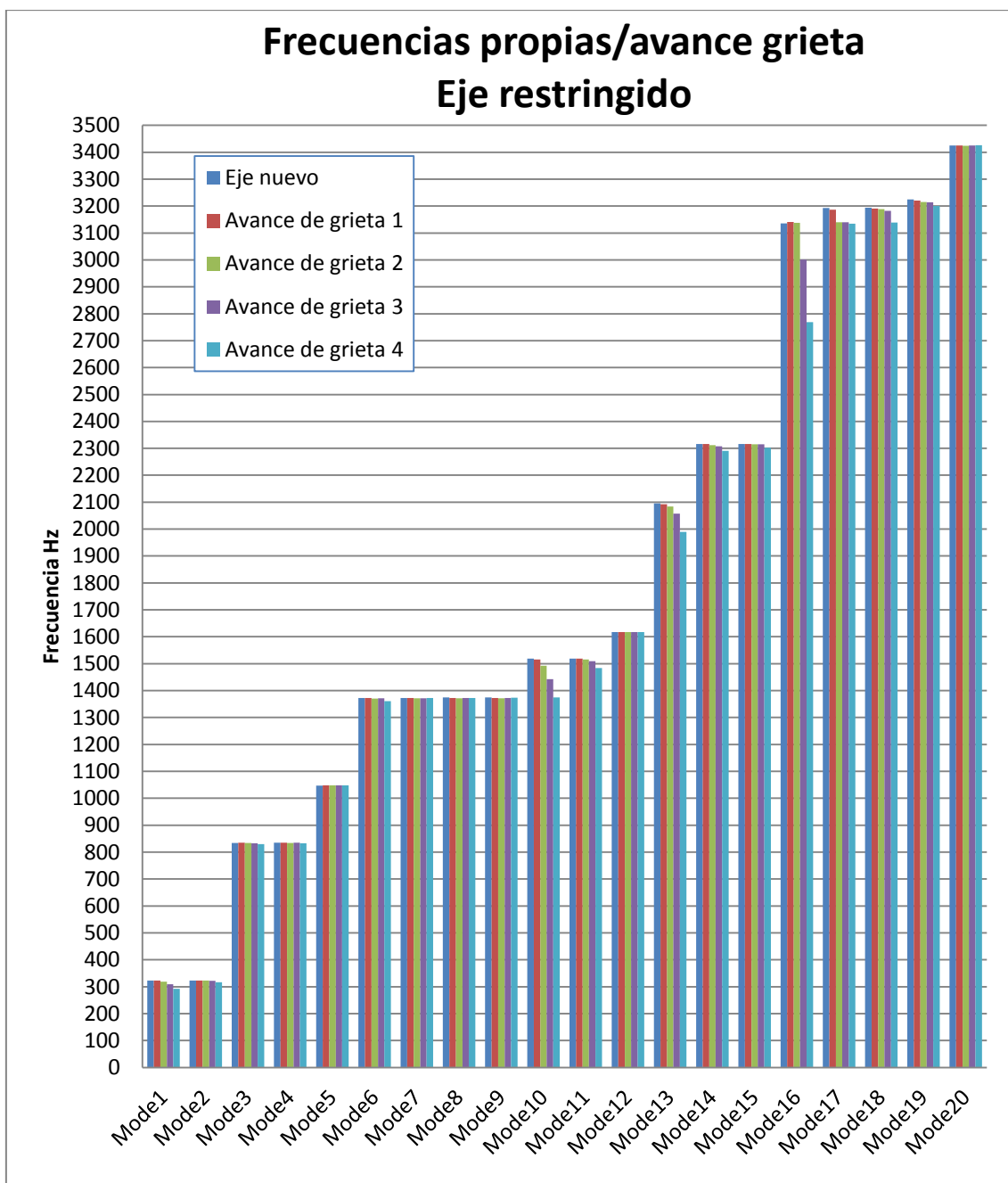


Figura 9.39 Avance de grieta por fatiga, eje restringido

Se puede comprobar en ambas figuras que para aquellos modos que se ven afectados por la existencia de la grieta, cuanto más avanza ésta (y por tanto más severa es, y más próxima se encuentra la fractura) mayor es la disminución de la rigidez y como consecuencia menor es la frecuencia propia de cada modo.

9.4.- LIMITACIONES DEL SOFTWARE

9.4.1.- Generación de malla entorno a la grieta

Uno de los puntos más llamativos del subcapítulo anterior es que Pro/ENGINEER, en contra de lo que predice la teoría, en algunos de los modelos con grietas de menores dimensiones no muestra frecuencias naturales más bajas para los ejes con entallas que para el caso del eje sin fisuras.

Como ya se ha citado en varias ocasiones a lo largo del documento, el valor de la frecuencia de vibración es función exclusiva de la rigidez y de la masa a través de la relación:


$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

De esta manera:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sqrt{\frac{k_1}{m_1}}}{\sqrt{\frac{k_2}{m_2}}} \rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_2} = \sqrt{\frac{k_1 \cdot \rho \cdot V_2}{k_2 \cdot \rho \cdot V_1}} = \sqrt{\frac{k_1 \cdot V_2}{k_2 \cdot V_1}}$$

Siendo los valores con subíndice 1 aquellos referidos al eje sin fisuras, y los valores con subíndice 2 los valores referidos a un eje fisurado (cualquiera).

Es cierto que la incursión de una grieta implica una reducción de volumen en el eje, se va a hacer uso de las posibilidades del software particularizando para el modelo de grieta 1.1 para continuar con el razonamiento.

Desde el módulo *Estandar* seleccionamos *Análisis* → *Medir* → *Volumen*  y se obtienen los siguientes valores.

- Volumen de eje nuevo: 62185052 mm³
- Volumen de eje con grieta 1.1: 62185050 mm³

$$\frac{V_2}{V_1} = 0,999999967 \cong 1$$

Es decir la reducción de volumen generada por la aparición de la grieta es despreciable, por lo que se puede concluir:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} \rightarrow \omega_2 = \frac{\omega_1}{\sqrt{\frac{k_1}{k_2}}}$$

El valor de la frecuencia de un eje con fisuras será de forma general, menor que el del mismo eje sin fisuras, esto se debe a que existe “una mayor amplitud para respirar” del eje, y tarda más recuperar su posición inicial.

Como ya se ha comentado, los resultados mostrados por Pro/ENGINEER no se corresponden en algunos casos con lo explicado. Al generar el modelo de malla para el elemento con grieta, Pro/ENGINEER añade un número significativo de nodos alrededor de la grieta con el fin de caracterizarla. Este aumento de densidad de nodos alrededor de la grieta aumenta a su vez la rigidez del eje en la zona en la que se encuentra la misma, enmascarando la disminución de rigidez que provoca la aparición de la propia grieta.

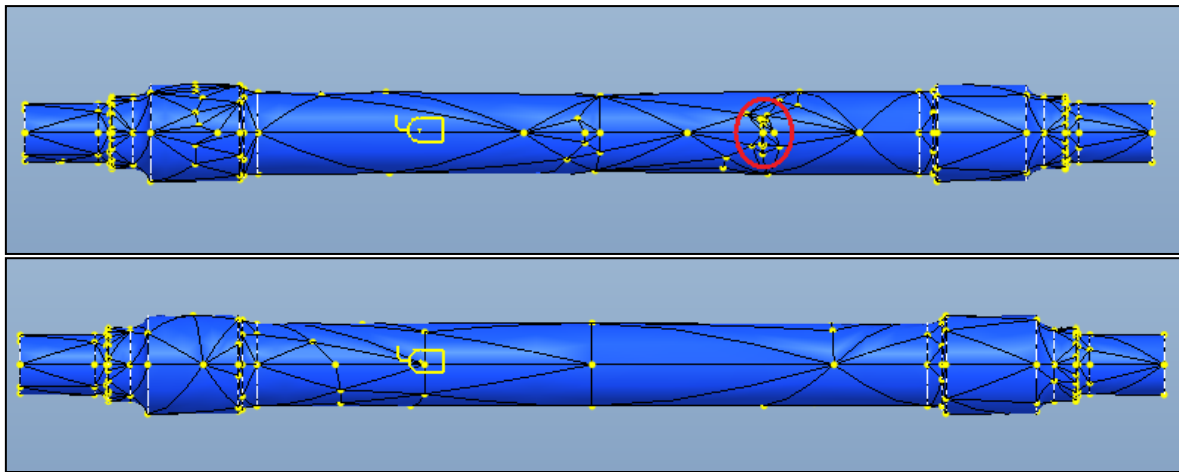


Figura 9.40 Mallado de eje con fisura en posición 2 (arriba) y eje nuevo (abajo)

Es posible realizar un control sobre la creación de la malla para que genere el mínimo número de nodos en la zona sobre la que se ejerce el control, sin embargo sigue presentando una densidad de mallado notablemente superior en las proximidades de la grieta, creando un mallado heterogéneo que como se explicó en el estudio de sensibilidad, es contraproducente en el estudio modal del elemento.

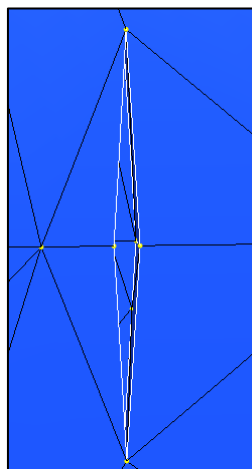


Figura 9.41 Mallado de grieta 1.2

Otra solución a este problema que se ha explorado durante la realización del proyecto ha sido crear un mallado mediante la herramienta *AutoGem* con una distancia máxima entre nodo del orden de la longitud característica de la grieta, de modo que la red de mallado sea muy densa pero homogénea a lo largo del eje. Para ello se hizo uso de una potente estación de trabajo propiedad del departamento de Ingeniería Mecánica que supera ampliamente las características de los equipos domésticos, sin embargo, hubo que desestimar la opción, ya que tras más de 4 horas de cálculo el ordenador fue incapaz de generar la malla, siendo éste un paso habitualmente menos costoso que el de realización de análisis (ya sean estáticos o dinámicos).

9.4.2.- Estudio energético de los modos de vibración

Al estudiar los modos de vibración en Pro/ENGINEER nos permite visualizar otra gran cantidad de resultados. A fin de detectar más claramente las imperfecciones en el eje y la posición de éstas se ha estudiado la energía de deformación del eje.

En este caso, se ha decidido estudiar el eje sin restricciones, ya que restringido, las máximas energías de deformación se concentran siempre en las proximidades de los asientos de rueda (lugar en el que se encuentra la restricción) y no permiten examinar de igual manera las modificaciones que se producen en el estado energético del eje.

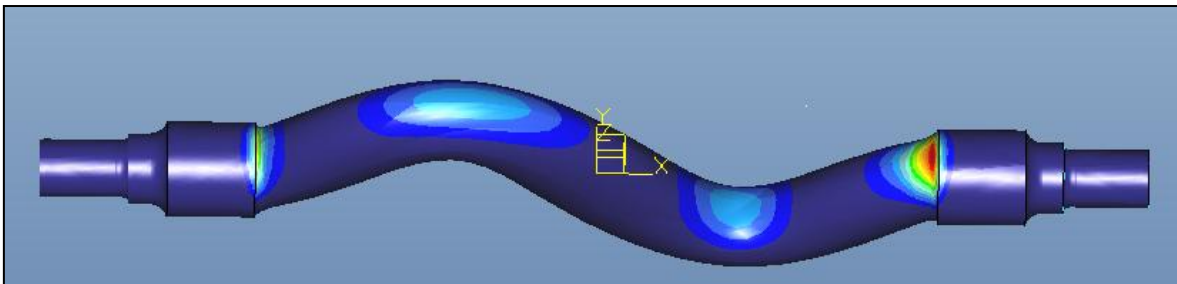


Figura 9.42 Energía de deformación eje nuevo restringido. Modo 4

Para el estudio energético se ha decidido analizar el Modo 7, el primero de los modos “no rígidos” del eje libre, ya que los primeros modos suelen ser los más energéticos.

La figura 9.43 muestra el mapa de energía de deformación a lo largo del eje. Se presenta el eje con la deformada propia del modo, para hacer más intuitiva la comprensión de los valores de energía. La leyenda muestra los valores en una escala que va desde tonos fríos para los valores mínimos, hasta tonos cálidos asociados a los valores máximos.

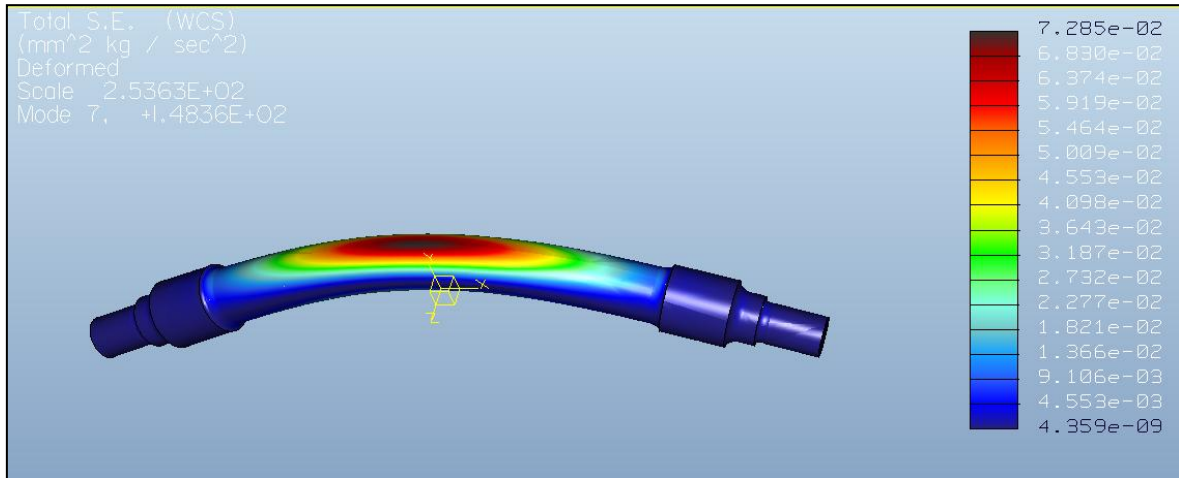


Figura 9.43 Energía de deformación modo 7, eje nuevo sin restricciones

Vista la imagen se puede obtener varias conclusiones. Resulta evidente que nos encontramos ante una distribución de energía de deformación uniforme, donde se pueden ver los valores más elevados en el centro del eje que es donde aparece el color rojo. A medida que nos alejamos esa energía de deformación necesaria para "doblar" la barra se va reduciendo paulatinamente hasta alcanzar el color morado.

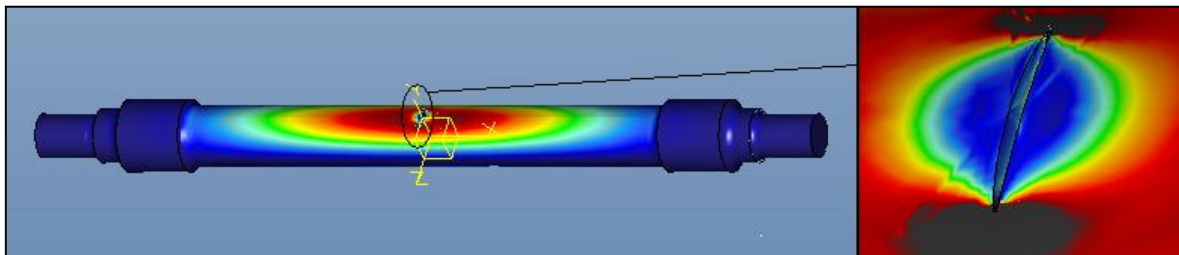


Figura 9.44 Energía de deformación modo 7, grieta 2.1 en posición 1

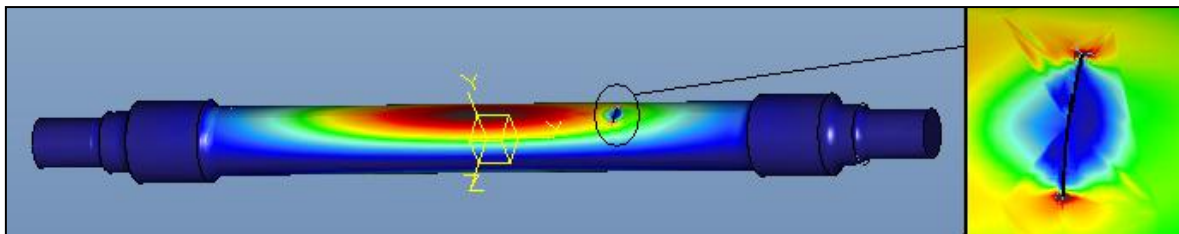


Figura 9.45 Energía de deformación modo 7, grieta 2.1 en posición 2

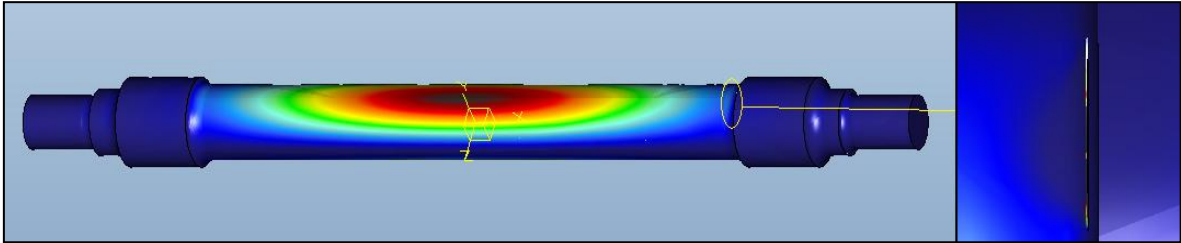


Figura 9.46 Energía de deformación modo 7, grieta 2.1 en posición 3

Las leyendas de todas figuras se han igualado a la figura 9.43 para que la gama cromática represente el mismo rango de valores.

Si nos fijamos ahora en la entallas descubrimos una característica importante. La imperfección nos posibilita "doblar" de forma más fácil la barra por lo que siempre en cada foto la zona cercana a la entalla la energía necesaria para la deformación es menor (morado) y conforme la vamos desplazando hacia el extremo la tonalidad se va pareciendo más a la inicial sin entalla.

Sin embargo llegados a este punto es necesario señalar que se ha encontrado una limitación en el software que nos impide realizar un estudio más profundo. La licencia *Mechanica* sólo permite visualizar los valores máximos y mínimos locales asociados a la ventana de resultados. De este modo, no permite recoger el dato de energía total del eje para un modo dado (la integral del mapa energético). Este valor, sin embargo si es posible obtenerlo en los estudios estáticos. En el anexo se adjuntan dos hojas de resultados correspondientes a diferentes análisis, uno estático y otro modal, con el fin de mostrar las diferencias entre los mismos. La figura 9.47 muestra como la opción *Measures* está habilitada para análisis estáticos y deshabilitada para los análisis modales.

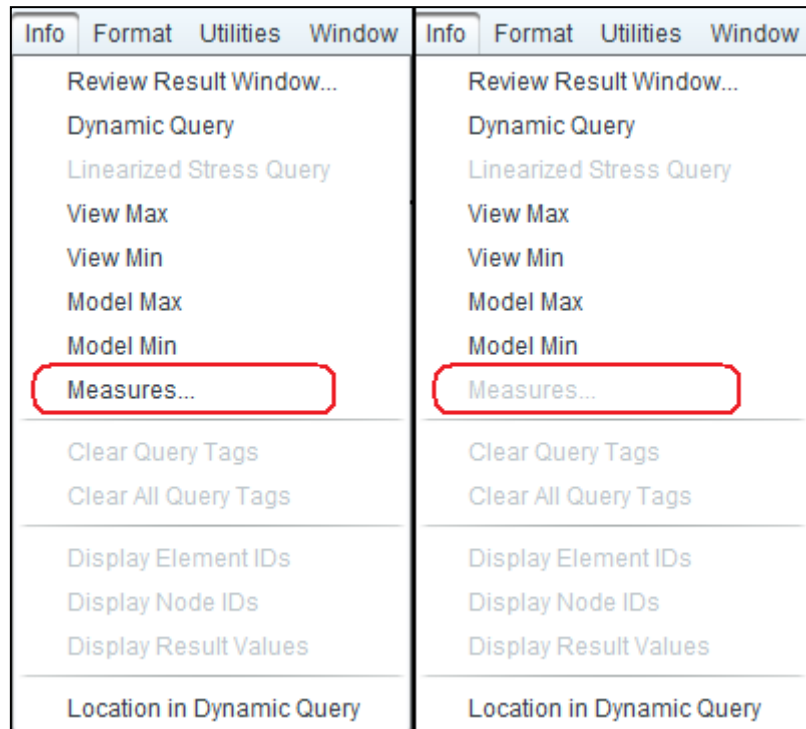


Figura 9.47 Visualización Measures desactivada para análisis modal (derecha)

Por este motivo, no es posible obtener los valores numéricos de energía que nos permitan representar gráficas de energía de deformación en función de modo, posición de entalla y tamaño de la misma que hubiesen completado el estudio energético que se pretendía realizar.



CAPÍTULO 10

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS



10.1.- CONCLUSIONES DEL PROYECTO

El objetivo principal del presente proyecto ha sido *el modelado y análisis modal de un eje ferroviario (con y sin grieta) empleando el software Pro/ENGINEER*. La finalidad del mismo es el avance en el estudio de la defectología en ejes ferroviarios.

Se han modelado diferentes modelos de un eje ferroviario con y sin grietas (diferentes formas y tamaños de grietas y en diferentes posiciones), se han aplicado las restricciones oportunas y, por último, se han sometido al análisis modal.

El proyecto se ha desarrollado como el caso general de un elemento mecánico analizado modalmente con el software Pro/ENGINEER, que se particulariza para el caso de un eje ferroviario, de forma que este documento pueda ser empleado como guía para futuros estudios modales (incluyendo la metodología planteada).

En el presente documento se han incluido los resultados de 151 análisis efectuados (Figura 10.1), a lo que habría que añadir otros muchos que se han realizado y cuyos resultados no han sido concluyentes o han dado resultados que se ha considerado que no eran correctos. Como cifra orientativa de lo exhaustivo del trabajo realizado, hay que destacar que el volumen de datos generado sobrepasa los 120 Gb.

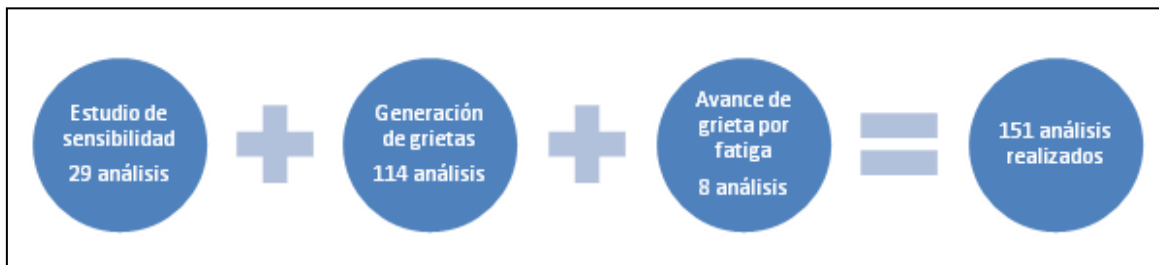


Figura 10.1 Total de análisis presentados en el documento

Para la realización de los análisis modales se han estudiado previamente diferentes parámetros relativos al software, a fin de optimizar la relación tiempo de cálculo/precisión de resultados en lo que se ha denominado estudio de sensibilidad de la herramienta Pro/ENGINEER. De este estudio cabe señalar varios aspectos relevantes:

- El mallado empleado típicamente en análisis estáticos, caracterizado por poseer mayor densidad de nodos en las zonas críticas, proporciona resultados muy distorsionados para el estudio de frecuencias propias por lo que se recomienda trabajar con tramas homogéneas.

- El método de resolución Single-Pass Adaptive proporciona resultados válidos para casos estáticos, pero excesivamente imprecisos para frecuencias naturales, por lo que se sugiere emplear el método Multi-Pass Adaptive para este tipo de análisis.
- Pro/ENGINEER posee un parámetro propio denominado Plotting Grid, que amplía enormemente la resolución de los análisis, ya que el software no se limita a resolver ecuaciones únicamente en los nodos, si no que crea un entramado entre nodo y nodo en el cual también se resuelven ecuaciones. Esto conlleva a resultados muy precisos con mallas aparentemente “gruesas”.

Una vez se ha obtenido la combinación óptima para la ejecución de los análisis: Mallado por defecto / Multi Pass Adaptive / P.o = 9 / Criterio de convergencia de 2% /Plotting Grid = 10, se ha procedido a estudiar el comportamiento modal del eje. Para ello se han generado 7 varios modelos de grieta que se han localizado en 8 secciones a lo largo del eje (Figura 10.2).

Del estudio modal del eje ferroviario es necesario destacar que tal y como se planteaba en la introducción del proyecto, es posible determinar la integridad estructural del eje mediante el estudio de los modos propios de vibración.

En términos generales, *las frecuencias propias de un elemento con imperfecciones serán más bajas que las del mismo elemento sin ningún tipo de defecto debido a su menor rigidez*. Por esto, si se compara el patrón modal del elemento con fallo con el patrón de comportamiento modal del mismo elemento en perfecto estado, las diferencias indicarían la presencia de algún tipo de falla.

Los 7 modelos de grieta que han sido creados presentan dimensiones muy variadas.

- Para el caso de los modelos de grietas de menores dimensiones, se han encontrado variaciones muy pequeñas (casi imperceptibles) en los valores de frecuencias propias entre el modelo de eje nuevo y el defectuoso. Este hecho, unido a una evolución no definida, origina que su firma modal no permita determinar de manera concluyente si el eje está agrietado
- Cuando se han modelado grietas de mayor tamaño, sí se han encontrado variaciones significativas en el comportamiento modal y han desaparecido las fluctuaciones, resultando una firma modal claramente diferenciada entre el eje agrietado y el eje sin defecto.
 - Todos los modelos de eje con fallo severo han presentado valores de frecuencias propias por debajo del modelo de eje nuevo.
 - Se ha comprobado que para cada modelo de grieta estudiado, las frecuencias de los modos de vibración se ven afectadas de forma desigual, condicionadas de forma determinista por la posición de la grieta en el eje.

- Las secciones más críticas han resultado ser las posiciones 5,6 y 7 (Figura 10.2), siendo esta última la más crítica de todas las estudiadas.

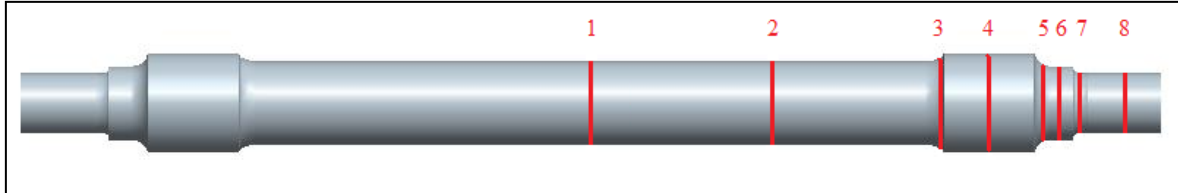


Figura 10.2 Posiciones de generación de grieta.

Por último, se realizó el estudio de la evolución del comportamiento modal de un eje considerando el avance de una grieta generada por fatiga en la posición 1, simulando el eje con grietas de tamaño evolutivo, concluyendo que: *al aumentar la profundidad de la grieta (y con ello su severidad) mayor es la variación encontrada en las frecuencias de los modos de vibración cuyo desplazamiento afecta a la zona determinada por la posición de estudio*, en este caso la posición 1.

Los resultados obtenidos en el proyecto se han comparado con estudios llevados a cabo por investigadores de gran prestigio del sector ferroviario, llegando a la conclusión de que ambos son afines entre sí. Por tanto, puede definirse como aceptable el empleo del software Pro/ENGINEER para el desarrollo de estudios modales de ejes ferroviarios con grieta, recomendando, no obstante, obtener un número mayor de modos (alta frecuencia) y trabajar con una licencia que incluya el módulo “Advanced Mechanics”.

Queda comprobado con los resultados de este proyecto, que el estudio de las frecuencias propias para detectar defectos estructurales en elementos mecánicos es una opción muy válida y cada vez más estudiada para su uso en el sector ferroviario.

Además, hay que destacar que cada vez es mayor el peso que el uso de software técnico especializado, como el empleado en este proyecto, va adquiriendo en la industria, como alternativa a la experimentación, lo que se traduce en una mayor eficiencia, tiempos menores y por supuesto ahorro económico.

Finalmente, a modo de resumen, podemos concluir que se han alcanzado, a plena satisfacción, todos los objetivos planteados al principio del presente proyecto.

10.2.- PROPUESTAS DE MEJORA Y TRABAJOS FUTUROS

El estudio del eje ferroviario está siendo objeto de numerosos proyectos, en un principio se comenzaron a analizar ejes simples para determinar la capacidad del programa obteniendo resultados de análisis estáticos y de fatiga. Posteriormente se fue añadiendo dificultad introduciendo conjuntos más complejos y estableciendo contactos entre ellos y el última instancia se han estudiado estos mismos fenómenos para el caso de ejes huecos, empleados en alta velocidad.

Como sucede en la mayoría de los casos, todo puede ser mejorado, esto es algo que se tiene presente y que se demuestra con una serie de mejoras propuestas para el modelo estudiado. Con estas propuestas, podrá recogerse el testigo de este proyecto y llevarlo cada vez más lejos, mediante pequeñas aportaciones que en conjunto alcancen grandes metas. De forma análoga al desarrollo que se ha llevado a cabo para análisis estáticos y de fatiga, se formulan las siguientes propuestas de mejora.

- En primer lugar se plantea realizar un análisis similar al aquí presentado, empleando la licencia “Advanced Mechanics” para analizar las energías de deformación de cada modo, aspecto muy importante y que ampliaría la información disponible para el caso de grietas de menor tamaño.
- Otra posibilidad que se sugiere es realizar análisis con metodologías comunes a la planteada en este proyecto, desarrollados con otras herramientas de elementos finitos (Ansys, Nastran, etc) para comprobar las diferencias reportadas por los diversos software.
- Una mejora posible sería incluir en el estudio un mayor número de elementos, específicamente las ruedas caladas en el eje, ya que a nivel mantenimiento es mucho más rápido y en definitiva económico, analizar el Wheelset sin necesidad de desmontar las ruedas.
- Otra posibilidad, en la línea de lo indicado sería llevar a cabo el estudio modal de un eje hueco y observar cómo afecta la aparición de grietas, ya que al presentar menos cantidad de material, la aparición de éstas sería mas critica.



CAPÍTULO 11

PRESUPUESTO



11.1.- PRESUPUESTO GENERAL

Para la realización de este proyecto, se han empleado una serie de recursos. Estos recursos, aunque están disponibles en la facultad, conllevan un coste de utilización y mantenimiento. Para poder hacer un presupuesto real y detallado con relación a las labores realizadas a lo largo de este proyecto, es necesario, en primer lugar, resaltar las fases del proyecto y el tiempo de consecución de cada una de las mismas.

El tiempo de desarrollo del proyecto ha transcurrido entre Abril y Febrero de 2011, sin embargo es justo decir que la carga de trabajo no ha sido uniforme a lo largo de los 8 meses, siendo sensiblemente más alta en los últimos meses. Considerando la intensidad de los 3 últimos meses, y el descenso de la misma en el periodo estival resulta razonable y muy próximo a la realidad estimar de forma global el desarrollo del proyecto en 8 meses a media jornada, esto es 20 horas semanales.

A continuación se asignan las horas estimadas a cada fase desarrollada en la realización del proyecto

1. Planteamiento de los objetivos del Proyecto fin de carrera: 40 h.
2. Proceso de documentación: 80 h.
3. Diseño de la metodología del estudio: 40 h.
4. Modelado del eje y de las grietas: 40h.
5. Realización de los análisis: 140 h.
6. Postprocesado de los análisis realizados: 90 h.
7. Obtención de conclusiones: 50 h
8. Elaboración de la memoria: 160 h

Hay que destacar que la mayoría de las ocasiones unas fases se han solapado con otras debido a que están estrechamente relacionadas. Es necesario comentar que se han realizado varias fases de forma paralela en lo que concierne a la línea temporal del desarrollo del proyecto.

Las horas que se incluyen en el presupuesto, no corresponden directamente con la suma de las anteriores, ya que se ha considerado que algunas de las fases del proyecto tales como la documentación, el aprendizaje del funcionamiento de la herramienta, las horas de realización de análisis no deben ser tomadas en cuenta en la facturación del proyecto.

11.2.- COSTES

Se expone a continuación un pequeño desglose de las actividades, equipos y personal que han sido utilizados o han colaborado en la realización de este proyecto, detallándose con información económica y temporal, con objeto de ofrecer un presupuesto que pueda servir como indicador del coste del proyecto. El desglose de costes se ha dividido en cuatro grupos:

- Personal: Estimación del coste de todo el personal que ha intervenido en el proyecto. En este caso, como Ingeniero Senior, el tutor del proyecto, Higinio Rubio Alonso; y como Ingeniero Técnico, el autor del proyecto, Antonio Argüelles Iñiguez.
- Equipos: Se estima la amortización del conjunto de equipos utilizados para la realización del proyecto: PC, y licencias de software Pro/ENGINEER y Microsoft Office 2007.
- Subcontratación: Apartado en el que se desglosan todas las tareas que requieran de subcontratación a empresas externas. En este caso, no se ha llevado a cabo esta práctica, por lo que qued en blanco
- Resto de costes directos: Se establece en este apartado los costes generales que faltan por detallar, tales como material fungible, gastos de impresión de documentos, desplazamientos, etc.
- Costes indirectos: incluye todos los costes que no están específicamente incluidos en los apartados anteriores.



Tabla 30: Desglose del presupuesto



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
Escuela Politécnica Superior

PRESUPESTO DEL PROYECTO

1.- Autor:

Antonio Argüelles Iñiguez

2.- Departamento:

Ingeniería Mecánica

3.- Descripción del proyecto:

Título:	Análisis modal de un eje ferroviario mediante Pro/ENGINEER
Duración (meses):	8
Tasa de costes indirectos:	20%

4.- Presupuesto Total del Proyecto

23.019,86 €

5.- Desglose presupuestario (costes directos)

PERSONAL					
Apellidos y Nombre	N.I.F	Categoría	Dedicación (horas)	Coste €/ h	Coste (€)
Rubio Alonso, Higinio		Ingeniero Senior	36	70	2.520
Argüelles Iñiguez, Antonio		Ingeniero Técnico	340	40	13.600
				Total	16.120 €

EQUIPOS					
Descripción	Coste (€)	% Uso dedicado al proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación	Coste imputable ¹ (€)
Ordenador	1199	100	8	36	223,81
Licencia Pro/ENGINEER	6000	80	6,4	12	2.150,4
Licencia Office 2007	149	20	1,6	72	0,67
Total					2.374,88 €

SUBCONTRATACIÓN DE TAREAS		
Descripción	Empresa	Coste imputable
-		-
Total		0 €

OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO ²		
Descripción	Empresa	Coste imputable
Gastos de material de oficina e impresión de documentos		390
Desplazamientos, dietas...		300
Total		690 €

¹Fórmula de la Amortización: $A \cdot 0.84 \cdot B/100 \cdot C/D$

²Este capítulo incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungibles, viajes, dietas, etc.



RESUMEN DE COSTES	
Descripción	Presupuesto Costes Totales
Personal	16.120
Amortización	2.374,88
Subcontratación de tareas	0
Costes de funcionamiento	690
Costes indirectos	3.834,98
	Total 23.019,86 €

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de 23.019,86 €

Leganés, 15 de Marzo de 2012

El ingeniero proyectista

Fdo. Antonio Argüelles Iñiguez





CAPÍTULO 12

BIBLIOGRAFÍA



12.1.- LIBROS Y PUBLICACIONES

- [1]. Lopez Pita, Andrés. *Infraestructuras Ferroviarias*. Ediciones UPC, 2006.
- [2]. Martín Escacena M., Fuentes Rojas M., Pérez Carrasco M. *Análisis de un conjunto ferroviario con Pro/ENGINEER*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.
- [3]. García Vazquez, Javier. *Modelado y análisis vibracional y de desplazamiento de la máquina de simulación de fallos*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2009.
- [4]. Marco Esteban, Eva. *Análisis a fatiga de un eje ferroviario mediante el programa Pro/ENGINEER*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés 2010.
- [5]. Carrión Abengózar, Pedro. *Análisis de vibraciones en una reductora industrial*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2009
- [6]. Sanchez Muñoz, Miguel. *Análisis a fatiga de un eje ferroviario mediante el código Pro/ENGINEER*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011
- [7]. Alvarez Rodríguez, Julio. Apuntes de la asignatura *Ferrocarriles*. (Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés). Curso 2009/2010.
- [8]. Calvo Ramos, José Antonio. Apuntes de la asignatura **Mecánica Industrial** (Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés) Curso 2007/2008.
- [9]. Olmeda Santamaría, Ester. Apuntes de la asignatura *Tecnología de máquinas* (Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés) Curso 2009/2010
- [10]. Norma UNE-EN 13103:2010+A1:2011. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño*. Septiembre 2011.
- [11]. Norma UNE-EN 13260:2010. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados. Requisitos de producto*. Febero 2010.
- [12]. Norma UNE-EN 13261:2009 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto*. Diciembre 2009

- [13]. *D 6.1 Development of compensated resonance inspection prototype for wheel sets*. Project title: “Wheel set integrated design and effective maintenance”.(WIDEM) Junio 2008
- [14]. *D 6.2 Report on NDT performance (various techniques) for conventional wheel sets*. Project title: “Wheel set integrated design and effective maintenance” (WIDEM) Junio 2008

12.2 DOCUMENTOS ELECTRÓNICOS

- [15]. [http:// www.ine.es](http://www.ine.es) (última visita Febrero 2012)
- [16]. [http:// www.vialibre-ffe.com](http://www.vialibre-ffe.com) (última visita Febrero 2012).
- [17]. [http:// www.todotrenes.com](http://www.todotrenes.com) (última visita Febrero 2012).
- [18]. http://es.wikipedia.org/wiki/Historia_de_los_ferrocarriles_espa%C3%B1oles
(última visita Febrero 2012)
- [19]. <http://www.ptc.com/support> (última visita Febrero 2012)
- [20]. <http://www.vibrantndt.co.uk/pcrt-technology.htm> (última visita Febrero 2012)
- [21]. <http://www.europapress.es/internacional/noticia-explosion-tren-viareggio>
(última visita Febrero 2012)





CAPÍTULO 13

ANEXOS

